

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему " Дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневого компресора повітророзподільної установки середнього тиску для південного регіону України»"

(назва кваліфікаційної роботи згідно наказу ОНАХТ)

Здобувача Семко А.С.  
(прізвище, ініціали)

2 курсу КТ-262М групи

Керівник доцент Яковлев Ю.О.  
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доцент Грудка Б.Г.  
(посада, прізвище та ініціали)

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від грудня 2023р., протокол №

Завідувач кафедри Кріогенної техніки  
(назва кафедри)

(підпис)

Юрій СИМОНЕНКО  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса - 2023

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет низькотемпературної техніки та інженерної механіки

Кафедра кріогенної техніки

Ступінь вищої освіти - Магістр

Спеціальність - 142 "Енергетичне машинобудування"

Освітня програма - "Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів "

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри кріогенної техніки

\_\_\_\_\_Ю. Симоненко

“ 14 ” вересня 2023 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Семко Андрій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневого компресора повітророзподільної установки середнього тиску для південного регіону України»

Затверджена наказом академії від “30” листопада 2022 року наказ № 897-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 10.12.2022 р.

3. Вихідні дані роботи: Компресор чотириступеневий, поршковий. Продуктивність компресора 16 м<sup>3</sup>/с.

Робоче тіло: повітря. Температура всмоктування 293 К. Тиск всмоктування 0,1 МПа  
Тиск нагнітання 7,0 МПа.

4. Перелік питань, які потрібно розробити. Вступ. Класифікація і аналіз характеристик кріогенних повітророзподільних установок. Аналіз можливостей енергозбереження на компресорних станціях повітророзподільних установок. Аналіз конструкції досліджуваного компресора. Термодинамічний розрахунок поршневого компресора. Схема утилізації теплоти стисненого повітря у поршковому компресорі. Перевірочний розрахунок поршневого компресора для умов максимальної літньої температури. Повірочний розрахунок АБХМ. Дослідження характеристик поршневого компресора при утилізації теплоти стиснення при використанні АБХМ. Охорона праці. Висновки. Інформаційні джерела.

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

Схеми повітророзподільних установок. Схема утилізації теплоти стисненого повітря у поршковому компресорі. Графіки показників ефективності роботи поршневого повітряного компресора.

Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

| Розділ   | Консультант       | Підпис, дата   |                  |
|----------|-------------------|----------------|------------------|
|          |                   | Завдання видав | Завдання прийняв |
| Розділ 1 | Доц. Яковлев Ю.О. | 12.09.2023 р.  |                  |
| Розділ 2 | Доц. Яковлев Ю.О. | 12.09.2023 р.  |                  |
| Розділ 3 | Доц. Грудка Б.Г.  | 12.09.2023 р.  |                  |

7. Дата видачі завдання 12.09.2023 р. \_\_\_\_\_

Керівник \_\_\_\_\_ Яковлев Ю.О.

Задання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Семко А.С..

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                                                                                                    | Строк виконання етапів проекту (роботи) | При мітка |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------|
| 1     | Вступ. Класифікація і аналіз характеристик кріогенних повітророздільних установок.                                                          | 30.09.2023 р.                           |           |
|       | Аналіз можливостей енергозбереження на компресорних станціях ПРУ                                                                            |                                         |           |
| 2     | Аналіз конструкції досліджуваного компресора.                                                                                               | 15.10.2023 р.                           |           |
|       | Термодинамічний і повірочний розрахунки поршневого компресора.                                                                              |                                         |           |
| 3     | Схема утилізації теплоти стисненого повітря у поршковому компресорі. Повірочний розрахунок компресора для умов максим. літньої температури. | 31.10.2023 р.                           |           |
| 4     | Повірочний розрахунок АБХМ. Дослідження характеристик поршневого компресора при утилізації теплоти стиснення при використанні АБХМ          | 15.11.2023 р.                           |           |
| 5     | Охорона праці. Висновки.                                                                                                                    | 30.11.2023 р.                           |           |
| 6     | Оформлення пояснювальної записки                                                                                                            | 10.12.2023 р.                           |           |

Здобувач - дипломник \_\_\_\_\_ Семко А.С.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Яковлев Ю.О.

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційної роботи відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач - дипломник Семко А.С.

ПІБ

Підпис

## **АНОТАЦІЯ**

### **кваліфікаційної роботи**

**Тема:** "Дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневого компресора повітророзподільної установки середнього тиску для південного регіону України"

**Спеціальність:** 142 "Енергетичне машинобудування"

**Освітня програма:** " Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів "

**Випускник за СВО «Магістр»:** Семко Андрій Сергійович

**Керівник:** к.т.н., доцент Яковлев Юрій Олександрович

**Актуальність теми.** Економічність, надійність та довговічність поршневих компресорів істотно впливають на основні енергетичні, техніко-економічні показники, а також ресурс роботи систем повітророздільних установок для отримання кисню, та азоту. На жаль, різні характеристики використовуваних компресорів, особливо їх довговічність та питоме енергоспоживання, далекі від досконалості. Отже, потенціал скорочення втрат електроенергії у системі стиснутого повітря дуже великий (до 30%) і це є основою дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневих повітряних компресорів.

**Мета кваліфікаційної роботи** полягає в дослідженні об'ємних і енергетичних характеристик процесів у поршковому компресорі при охолодженні повітря на всмоктуванні та утилізації теплоти стиснення.

**Об'єктом дослідження** є чотириступеневий повітряний поршковий компресор.

**Предметом дослідження** є об'ємні і енергетичні показники ефективності роботи повітряного чотириступеневого поршневого компресора ПРУ.

**Методи дослідження** є численні експерименти з визначенням показників ефективності роботи повітряного чотириступеневого поршневого компресора.

**Ключові слова:** повітря, чотириступеневий поршковий компресор, ефективність, повітророздільна установка.

## ANNOTATION of the classification work

**Topic: "Research on methods of increasing the efficiency of the piston compressor of the medium-pressure air distribution unit for the southern region of Ukraine**

**Program Subject Area"**

**Program Subject Area:** 142 "Power Machinery"

**Educational Program:** "Cryogenic technologies of production, liquefaction and transportation of natural gases"

**Graduate of SVO " Magistr":** Andriy Semko

**Sergeevich Head:** Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Yury Yakovlev

**Relevance of the topic.** The economy, reliability and durability of piston compressors have a significant impact on the main energy, technical and economic indicators, as well as the resource of work of systems of air separation units for obtaining oxygen and nitrogen. Unfortunately, the various characteristics of the used compressors, especially their durability and specific energy consumption, are far from perfect. Therefore, the potential for reducing electricity losses in the compressed air system is very large (up to 30%) and this is the basis of research into methods of increasing the efficiency of reciprocating air compressors.

**The purpose of the qualification work** is to study of volume and energy characteristics of processes in a reciprocating compressor during suction air cooling and utilization of compression heat.

**The object of the research** is the air two-stage piston compressor.

**The subject of the research** is the performance indicators of a four-stage air reciprocating compressor.

**The methods of the research** are numerical experiments with the determination of the performance indicators of the air four-stage reciprocating compressor.

**Key words:** air, four-stage reciprocating compressor, efficiency, air distribution unit.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                  |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>ВСТУП</b> .....                                                                                               | 4  |
| <b>РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА</b> .....                                                                        | 5  |
| 1.1. Класифікація і аналіз характеристик кріогенних повітророздільних установок.....                             | 5  |
| 1.2. Аналіз можливостей енергозбереження на компресорних станціях повітророздільних установок .....              | 11 |
| 1.3. Аналіз конструкції досліджуваного компресора .....                                                          | 21 |
| <b>РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА</b> .....                                                                        | 31 |
| 2.1. Термодинамічний розрахунок поршневогокомпресора .....                                                       | 31 |
| 2.1.1. Попередній розрахунок компресора.....                                                                     | 31 |
| 2.1.2. Повірочний розрахунок компресора у проектному режимі .....                                                | 39 |
| 2.1.3. Визначення потужності приводу компресора.....                                                             | 42 |
| 2.2. Схема для утилізації теплоти стисненого повітря у поршковому компресорі.....                                | 44 |
| 2.3. Повірочний розрахунок поршневого компресора для умов максимальної літньої температури.....                  | 48 |
| 2.4. Повірочний розрахунок АБХМ.....                                                                             | 52 |
| 2.5. Дослідження характеристик поршневого компресора при утилізації теплоти стиснення при використанні АБХМ..... | 57 |
| <b>РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ</b> .....                                                                             | 62 |
| <b>ВИСНОВКИ</b> .....                                                                                            | 77 |
| <b>ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА</b> .....                                                                                | 78 |
| <b>ДОДАТКИ</b> .....                                                                                             | 80 |

|           |      |              |        |      |                                                                                                                                                               |                  |      |         |  |
|-----------|------|--------------|--------|------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|------|---------|--|
|           |      |              |        |      | КРМ.КТ.1.897-03.1.21                                                                                                                                          |                  |      |         |  |
|           |      |              |        |      |                                                                                                                                                               |                  |      |         |  |
| Змн.      | Арк. | № докум.     | Підпис | Дата |                                                                                                                                                               |                  |      |         |  |
| Розроб.   |      | Семко А.С..  |        |      | <u>Дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневого компресора повітророзподільної установки середнього тиску для південного регіону України</u> | Літ.             | Арк. | Акрушів |  |
| Перевір.  |      | Яковлев Ю.О. |        |      |                                                                                                                                                               |                  | 3    |         |  |
| Реценз.   |      |              |        |      |                                                                                                                                                               | ОНТУ гр. КТ-262М |      |         |  |
| Н. Контр. |      |              |        |      |                                                                                                                                                               |                  |      |         |  |
| Затверд.  |      |              |        |      |                                                                                                                                                               |                  |      |         |  |

## ВСТУП

У сучасний час компресоробудування є великою галуззю енергетичного машинобудування. Інтенсивний розвиток хімічної ,нафтової ,газової й іншої галузей промисловості створює передумови для все більшого розширення областей застосування стиснених газів і росту потреби різних підприємств у компресорних установках різного призначення.

Найпоширенішим типом компресорних машин є поршневі компресори. Вони охоплюють широкий діапазон продуктивностей і тисків ,забезпечуючи стиск різних по властивостях газів, внаслідок чого відрізняються більшою розмаїтістю по-своєму конструктивному виконанню. У цей час найбільший випуск компресорів падає на повітряні компресори загального призначення малої й середньої продуктивності. По своїй ролі в економіці стиснене повітря знаходиться в одному ряду з електроенергією, природним газом та водою. Але одиниця енергії, яка запасена в стиснутому повітрі, коштує дорожче, ніж енергія, яка запасена у кожному з трьох зазначених ресурсів.

Одними з найбільших споживачів енергії у промисловості є компресори, тому перед компресоробудівельниками стоїть завдання забезпечення зростаючої потреби у виробничих підприємствах найбільш ефективними конструкціями компресорних машин, що володіють високими показниками як у сфері виробництва , так і в сфері експлуатації, і роботи, що забезпечують високу надійність, у промислових умовах.

Поршневі повітряні компресори є одним із основних агрегатів повітророздільних кріогенних установок високого та середнього тиску, які використовуються для стиснення повітря до тиску, необхідного у холодильному циклі. При модернізації повітророздільних установок основним напрямком в удосконалюванні поршневих компресорів є підвищення їхньої економічності й надійності. Тому дослідження методів підвищення ефективності роботи поршневого компресора повітророзподільної установки є актуальним

## РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1. Класифікація і аналіз характеристик кріогенних повітро-роздільних установок

Кріогенні повітророздільні установки (ПРУ) призначені для виробництва кисню, азоту та аргону, а також рідких газів: неон, ксенон, криптон, гелій.

Принцип роботи кріогенних повітророздільних установок заснований на поділі повітря методом низькотемпературної ректифікації. Цей метод базується на різниці температур кипіння компонентів повітря і відмінності складів, що знаходяться в рівновазі рідких і парових сумішей.

Кріогенні ПРУ підрозділяються: за тиском циклу поділу:  $p = 15 \div 20$  МПа - високий тиск,  $p = 4 \div 7$  МПа - середній тиск,  $p = 0,5 \div 1,2$  МПа - низький тиск. Засноване на класифікації компресорів за тиском нагнітання. Тим же чином класифікують адсорбційні та мембранні установки поділу повітря.

За продуктивністю: малої  $V_k = 30 \div 300$  (м<sup>3</sup> N<sub>2</sub> або O<sub>2</sub>)/годину за нормальних умов ( $T_0 = 273$  К,  $p_0 = 760$  мм рт.ст. = 101325 Па = 1 атм); середньої  $V_k = 300 \div 3000$  (м<sup>3</sup> N<sub>2</sub> або O<sub>2</sub>)/годину за нормальних умов; високої  $V_k > 3000$  (м<sup>3</sup> N<sub>2</sub> або O<sub>2</sub>)/годину за нормальних умов;

За станом одержуваного продукту: для одержання газоподібних продуктів; для отримання рідких продуктів; для одночасного отримання продуктів у рідкій та газоподібній фазах; існують малі ВРУ в яких в якості зріджувальної частини використовується газова кріогенна машина, що працює за зворотним циклом Стірлінга. Робочим газом у такій машині здебільшого є гелій.

Розшифрування назви: А - одержання газоподібного азоту; Кд - отримання газоподібного кисню; Аж - одержання рідкого азоту; Кж - отримання рідкого кисню. Після тире в назві ПРУ вказується її продуктивність по першому продукту в тис. м<sup>3</sup> / год або тис. кг / год якщо йдеться про рідкі продукти. Приклад: установка АжКж-0,6 одержує рідкий азот у кількості 0,6 тис.кг/год, а



також рідкий кисень. Установа КА-5 виробляє газоподібний кисень у кількості 5000 м<sup>3</sup>/год, а також газоподібний азот.

Розглянемо принципову технологічну схему установки високого тиску (рис. 1) з частковим розширенням стислого повітря в поршневому детандері.

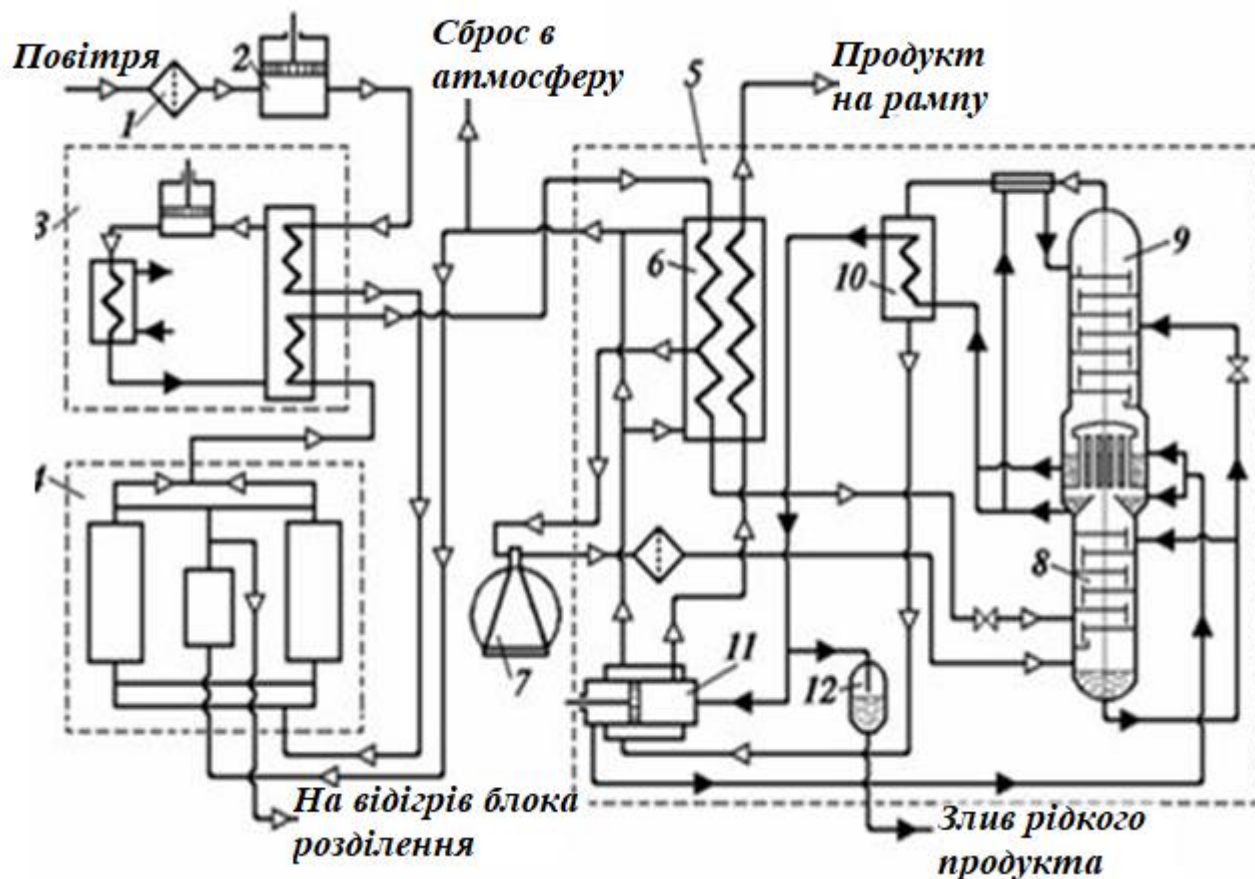


Рис. 1.1. Принципова технологічна схема установки високого тиску КЖАЖ-0,05:  
1 - фільтр повітряний; 2 – поршковий компресор; 3 - блок попереднього охолодження; 4 - блок очищення повітря; 5 - блок розділення; 6 - теплообмінник; 7 - детандер поршковий; 8 - колона високого тиску; 9 - колона низького тиску; 10 - переохолоджувач; 11 - насос криогенних рідин; 12 - збірник рідкого продукту.

Установа складається з окремих блоків: блоку компресії і попереднього охолодження, блоку очищення і блоку розділення повітря в колоні двократної ректифікації і працює у газовому режимі під тиском 8-12 МПа, або у рідинному режимі під тиском 20 МПа, продуктивність компресора по повітрю до 240 м<sup>3</sup>/год.

Розглянемо ПРУ середнього тиску. На рис. 2 представлена схема повітророзподільної установки типа АК-1,5. Установка АК-1,5 використовується для одночасного отримання газоподібного кисню чистотою 99,7%, газоподібного азоту вміст кисню, у якому не більш ніж 0,0005%, рідкого кисню чистотою 99,7%, а також рідкого азоту, вміст кисню в якому не більш ніж 0,0005%. Робочий тиск 4,5 - 7 МПа, об'ємна витрата повітря 0,66 м<sup>3</sup>/с, Установка АК-1,5 застосовується в електроніці, скляній, хімічній, нафтохімічній та ін. зонах промисловості.

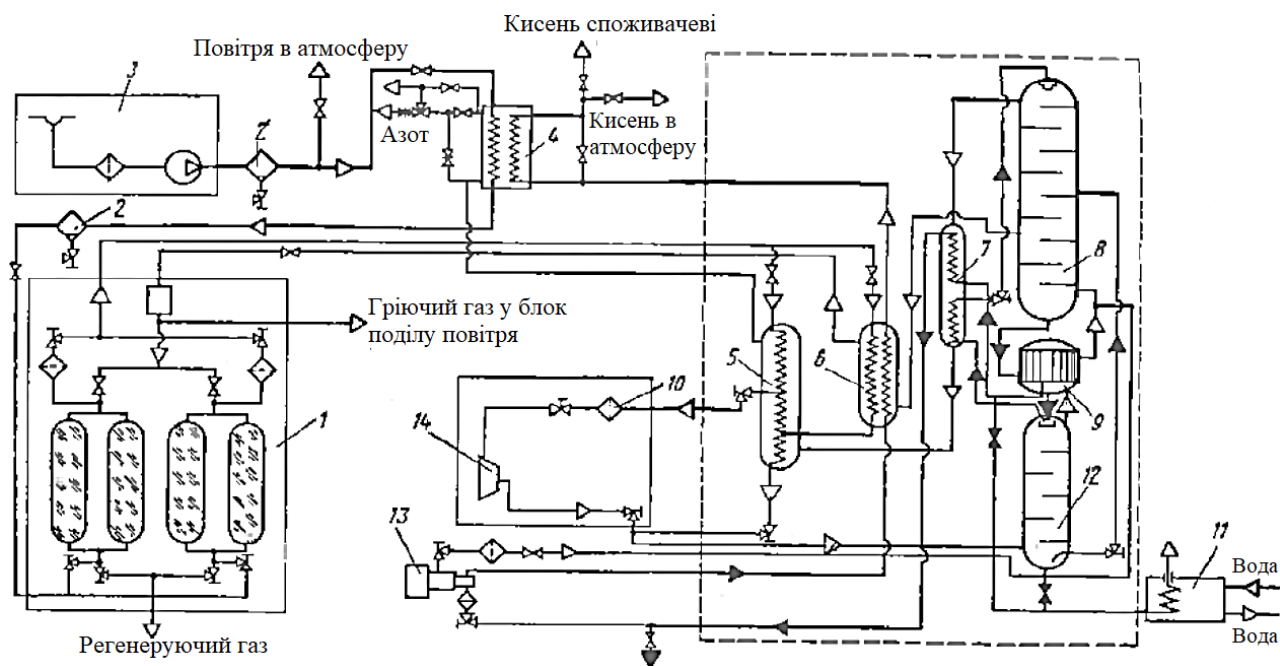


Рис. 1.2. Принципова технологічна схема установки середнього тиску АК-1,5:  
 1 – блок адсорбційного осушення та очищення повітря; 2 і 2' – вологовідділювачі; 3 – компресор середнього тиску; 4 – охолоджувач повітря та конденсатор вологи; 5 – азотний теплообмінник; 6 – киснево-фракційний теплообмінник; 7 – охолоджувач флегми та продукційного рідкого кисню; 8 – верхня колона ректифікації; 9 – конденсатор-випарник; 10 – детандерний фільтр; 11 – випарник рідини, що зливається; 12 – нижня ректифікаційна колона; 13 – насос рідкого кисню; 14 – турбодетандер середнього тиску

Установка АК-1,5 призначена для одночасного отримання газоподібного азоту з вмістом кисню не більше 0,0005%, газоподібного кисню чистотою

99,7%, а також рідкого кисню чистотою 99,7% та рідкого азоту з вмістом кисню не більше 0,0005 %, Установа АК-1,5 застосовується в нафтохімічній, скляній промисловості, електроніці та інших галузях техніки.

На рис. 3 представлена схема повітророзподільної установки типу АК-0,6, призначеної для переробки 0,266 м<sup>3</sup>/с повітря і одержання газоподібних азоту і кисню або газоподібного азоту і паралель одного з рідких продуктів - азоту або кисню. Продуктивність установи по чистому азоту складає 480-600 м<sup>3</sup>/год, по газоподібному кисню 87 м<sup>3</sup>/год, по рідкому азоту 60 кг/год, по рідкому кисню - 80 кг/год. Чистота продуктів поділу: газоподібного та рідкого азоту 99,98%, газоподібного та рідкого кисню – 99,7 %.

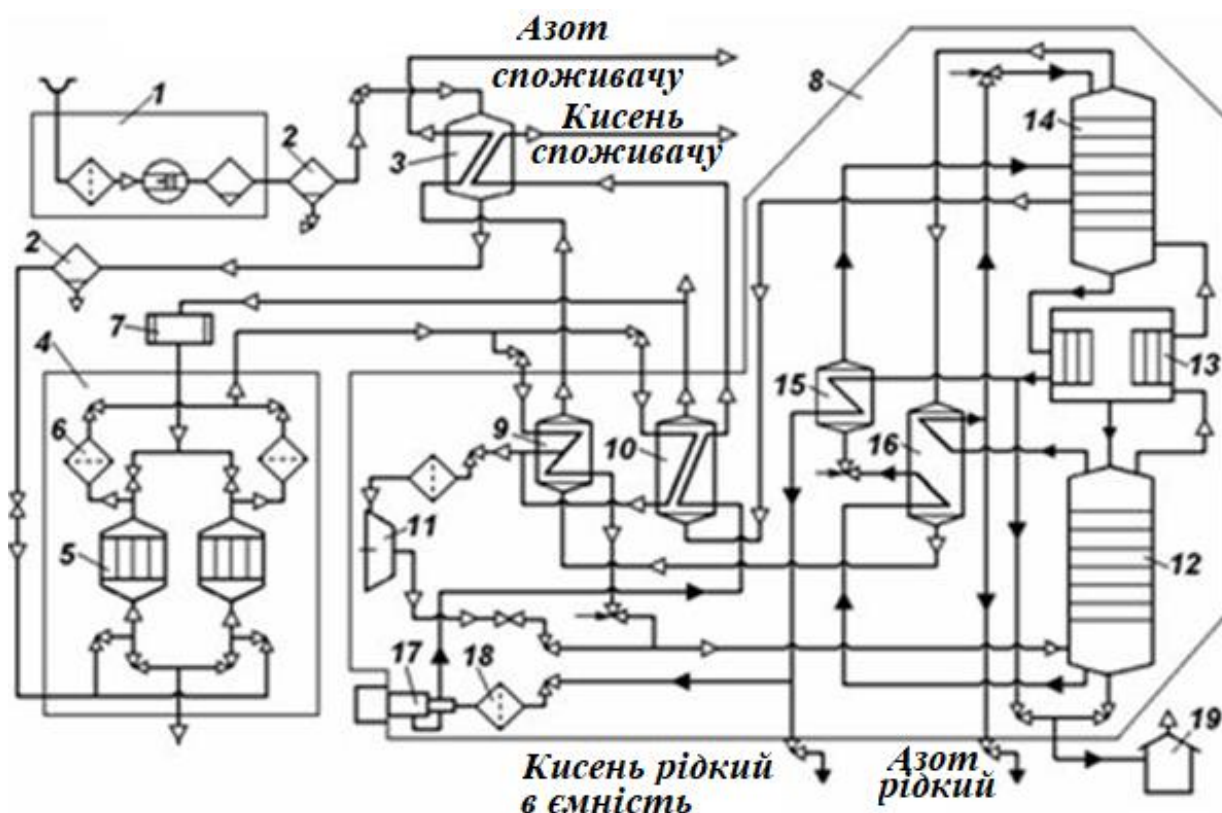


Рис. 1.3. Принципова технологічна схема установки середнього тиску АК- 0,6:  
1 - компресорна установка; 2 - вологовідділювач; 3 - теплообмінник; 4 - блок очищення повітря; 5 - адсорбер; 6 - фільтр; 7 - електродігрівач; 8 - блок розділення; 9 - теплообмінник; 10 - теплообмінник; 11 - турбодетандер; 12 - колона нижня ректифікації; 13 - конденсатор; 14 - колона верхня ректифікації; 15 - переохолоджувач; 16 - теплообмінник; 17 - насос криогенний кисневий; 18 - фільтр; 19 - випарник кисню.

Установка АК-0,6 працює по циклу середнього тиску з використанням турбодетандера і двократної ректифікації рідкого повітря в розрізній колоні.

ПРУ зібрана окремими блоками, в якості теплоізоляції в розділовому блоці застосований перлитовий пісок. У компресорній установці 1 залежно від режиму роботи повітря стискається до тиску 3,5-6,4 МПа, очищається від крапель масла і волога і поступає в теплообмінник 3, де охолоджується холодними потоками азоту і кисню. Азот прямує споживачу під тиском 0,025 МПа, газоподібний кисень прямує споживачу під тиском 20 МПа, що досягається за рахунок використання криогенного кисневого насоса 17, а також випаровування і нагрівання кисню в теплообмінниках 10 і 3.

Установка АК-0,6 призначена для одночасного отримання азоту високої чистоти та газоподібного технічного кисню 1 сорту, а також рідкого технічного кисню 1 сорту та рідкого азоту та рідкого азоту особливої чистоти. Установка АК-0,6 застосовується в нафтохімічній, скляній промисловості, в електроніці та інших галузях техніки.

Для забезпечення безперервного виробництва у цілорічному режимі роботи в цеху встановлюють по дві однотипні машини.

У таблиці наведено характеристики ПРУ для проектних режимів роботи. При експлуатації установок мають місце відхилення від регламентних значень параметрів, особливо у спекотний період, характерний для півдня України. Підвищується температура: повітря на всмоктуванні компресора і стиснутого повітря перед блоком комплексного очищення, що призводить до зниження чистоти продуктів поділу повітря і підвищення перегріву повітря після стиснення в щаблях компресора до спрацьовування систем захисту.

Характерною особливістю розглянутих схем є наявність блоку компрімування з використанням багатоступеневих поршневих компресорів.

Як об'єкт дослідження вибираємо компресор повітророзподільної установки середнього тиску АК-0,6, характеристики якої наведені у таблиці 1.

Таблиця 1.

## Основні технічні характеристики ПРУ середнього тиску

|                                                         |                                       |               |               |
|---------------------------------------------------------|---------------------------------------|---------------|---------------|
| Тип установки                                           |                                       | АК-0,6        | АК-1,5        |
| 1. Перероблюване повітря:                               |                                       |               |               |
| Тиск МПа (кгс/см <sup>2</sup> )                         |                                       | 4,5-7 (45-70) | 4,5-7 (45-70) |
| Об'ємна витрата м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /год) |                                       | 0,266 (960)   | 0,722(2598)   |
| Температура зовнішнього повітря, °С                     |                                       | 20            | 20            |
| Кількість ступенів стиснення                            |                                       | 4             |               |
| Температура повітря перед БКО, °С                       |                                       | 5 - 10        |               |
| 2. Продуктивність встановлення                          |                                       |               |               |
| Режим І(основний)                                       | О <sub>2Г</sub> , м <sup>3</sup> /год | 87            | 230           |
|                                                         | N <sub>2Г</sub> , м <sup>3</sup> /год | 605           | 1625          |
| Режим ІІ                                                | О <sub>2Ж</sub> , кг/год              | 80            | 215           |
|                                                         | N <sub>2Г</sub> , м <sup>3</sup> /год | 605           | 1625          |
| Режим ІІІ                                               | N <sub>2Г</sub> , м <sup>3</sup> /год | 480           | 1300          |
|                                                         | N <sub>2Ж</sub> , кг/год              | 60            | 160           |
| Режим ІV                                                | N <sub>2Г</sub> , м <sup>3</sup> /год | 660           | 1750          |
| Чистота продуктів, %                                    | О <sub>2</sub>                        | 99,7          |               |
|                                                         | N <sub>2</sub>                        | 99,99         |               |
| Потужність електродвигуна, кВт                          |                                       | 200           | 630           |
| 3. Споживана потужність, кВт, не більш ніж              |                                       |               |               |
| Режим І, ІV                                             |                                       | 167           | -             |
| Режим ІІ, ІІІ                                           |                                       | 216           | -             |

## 1.2. Аналіз можливостей енергозбереження на компресорних станціях повітророздільних установок

Під час проведення енергоаудиту працюючих компресорних станцій та установок різного типу виявляється великий потенціал енергозбереження. Тепло, що виділяється в процесі стиснення, як правило, відводиться в навколишнє середовище. Проблема його корисного використання з метою зниження енергоспоживання системи практично не знаходить свого рішення.

Зниження енергоспоживання компресорами загального призначення при багатоступеневому стисканні може бути досягнуто шляхом інтенсивного охолодження сорочки компресора та міжступеневого охолодження газу. На підтвердження доцільності запропонованого рішення наведено деякі результати енергетичних досліджень компресорів та компресорних станцій.

За різними оцінками [4] теплова потужність, яка відводиться від газу, що стискається в процесі його стиснення та підготовки перед подачею споживачеві, може становити до 90 % від потужності приводу компресора.

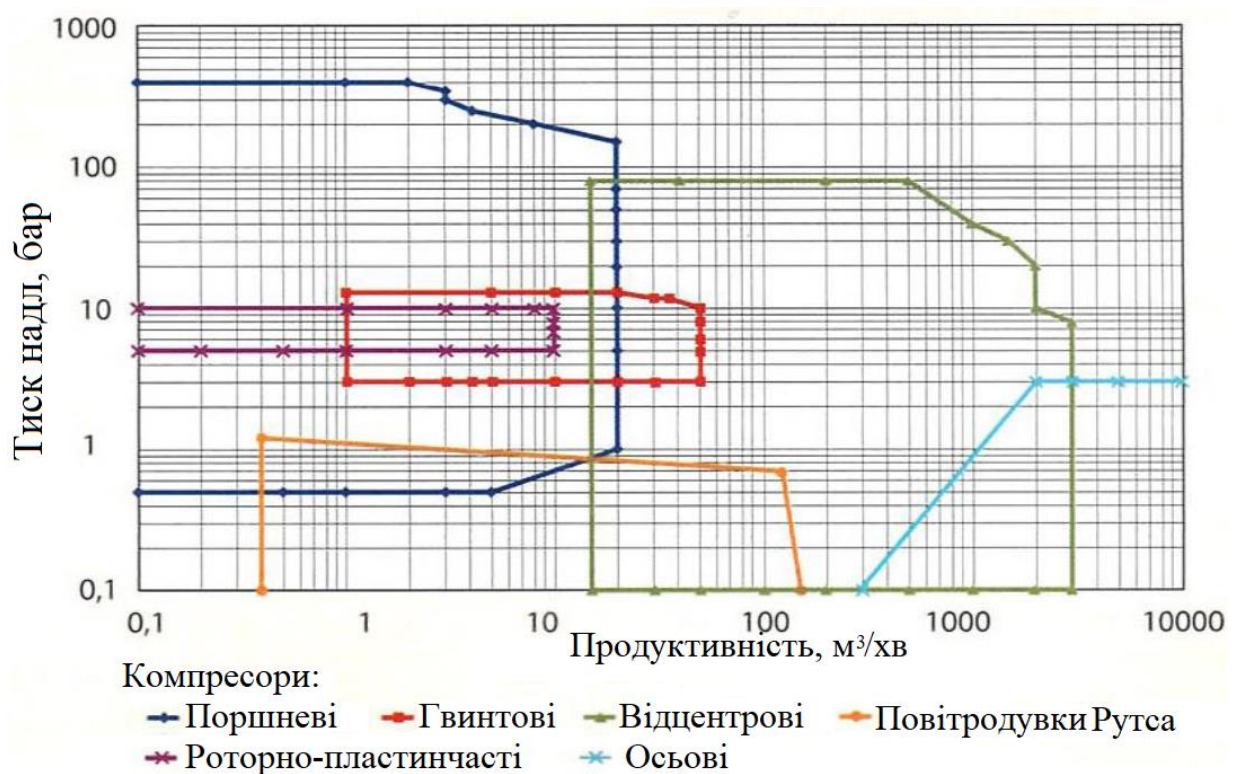


Рис. 1.4. Области застосування компресорних машин залежно від їхньої продуктивності та тиску нагнітання



На рис. 1 представлена діаграма областей застосування різних типів компресорних машин в залежності від їх продуктивності та тиску нагнітання та способу охолодження. У поршневих компресорах у вигляді теплової енергії з охолодною водою сорочки циліндра відводиться до 10% від електричної потужності, підведеної до приводу компресора. [2]

На рис. 2 наведено результати дослідження визначення теплової потужності, відведеної від стягувального газу в поршковому компресорі, від підведеної електричної потужності. Встановлено, що близько 70 % електричної енергії, що підводиться, до електродвигуна компресора відводиться від газу в якості теплоти тертя, як у циліндрах компресора, так і в кривошипно-шатунній парі. При установці у компресорній станції додаткового блоку рекуперації близько 70 % споживаної енергії може бути повернуто у вигляді гарячої води з температурою + 80 °С. (60)

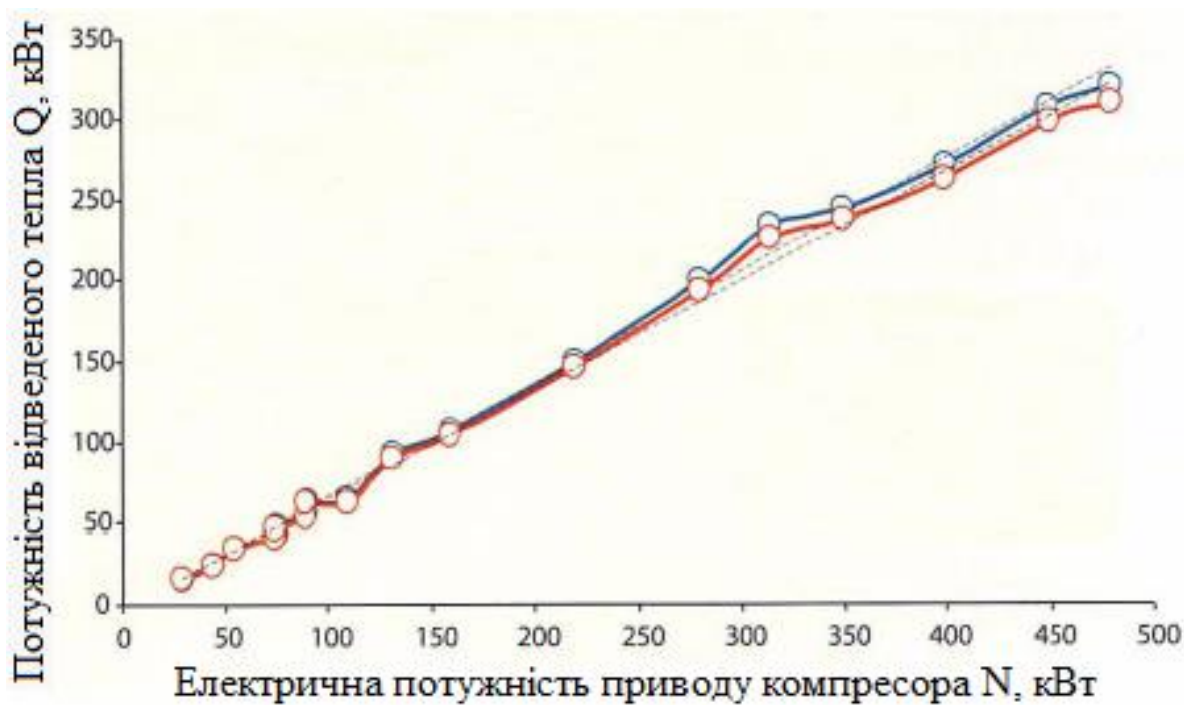


Рис. 1.5. Залежність теплової потужності, відведеної від газу, що стискається, від паспортної електричної потужності приводу

У разі використання блоку рекуперації енергії компресора загальна вартість експлуатації компресорної станції може бути зменшена на 40 %. (58)

Необхідною умовою застосування системи є постійного споживача гарячої води. Система працює особливо ефективно, якщо вона дозволяє покрити 30-50% потреби у гарячій воді.(74)

З іншого боку, ефективність роботи ПРУ може бути підвищена за рахунок роботи системи попереднього охолодження повітря (СПОП). У літній період року може виникнути така ситуація, що температура повітря на вході до блоку комплексного очищення перевищуватиме граничні показники технологічного режиму (10-15 °C).

Призначенням СПОП на ПРУ є зменшення температури стисненого повітря після кінцевого теплообмінника і перед надходженням до блоку комплексного очищення (БКО), після чого далі в блок поділу ПРУ. Величина температури стиснутого повітря повинна досягти такого значення, при якому забезпечується якісне очищення від вологи, діоксиду вуглецю та вибухонебезпечних домішок. Це зумовлено теплофізичними та абсорбційними властивостями цеоліту, яким заповнений БКО. У разі перевищення даної температури повітря, надходячи до блоку поділу з домішками, порушує технологічний режим, що призводить до зниження продуктивності ПРУ та якісного складу кінцевих продуктів.

Для зниження енерговитрат у СПОВ у ряді ВРУ використовують скрубери з регулярною насадкою, що дозволяє виключити холодильні машини.

При дотриманні проектних вимог до якості води ці апарати забезпечують низький тиск опір на рівні кількох кПа з температурною різницею між потоками води та повітря у верхній секції повітряного скрубера менше ніж 1 градус. У СПОП може включатися азотний скрубер для використання додаткового потенціалу з холоду потоку сухого відкидного азоту. Охолоджена вода на виході з нього може мати температуру нижче, ніж температура відкидного азоту, що входить.

Однак використання скруберів для попереднього охолодження повітря утруднено в умовах роботи системи в спекотному південному регіоні України,



оскільки температура відкидного азоту в літню пору становить у середньому 20 °С, що недостатньо для забезпечення процесу.

Дослідження, які були проделані у роботі (30), показують можливість і доцільність використання непридатного тепла компримування, що дозволяє вирішити проблему зниження енерговитрат, що особливо притаманно установкам, що працюють у спекотному кліматі півдня України.

Розглянемо інші шляхи підвищення енергетичних характеристик поршневих повітряних компресорів [1, 2]:

1. Поліпшення охолодження повітря, що стискається, і наближення процесу стиснення до ізотермічного.
2. Зменшення витоків і перетікань повітря, що стискається.
3. Упорскування охолоджуючої рідини.
4. Утилізація теплоти стиснення

Необхідно відзначити, що є досить багато варіантів для реалізації кожного з представлених шляхів, розглянемо основні.

#### **Поліпшення охолодження повітря, що стискається.**

З теорії поршневих компресорів відомо що [1, 2] процес стиснення може здійснюватися за трьома різними процесами: політропне, адіабатне або ізотермічне стиснення (рис. 1.6).

Мінімальні витрати енергії під час роботи поршневого компресора досягаються при ізотермічному стисканні газу, тобто, коли температура газу, що нагнітається, дорівнює температурі навколишнього середовища. Слід зазначити, що для охолодження газу нижче за початкову температуру необхідно витратити додаткову роботу під час стиснення, що економічно недоцільно.

Для реалізації ізотермічного стиску необхідно повне відведення теплоти, що виділяється в даному процесі, внаслідок чого температура газу, що стискається, залишатиметься постійною. На практиці досягнення ізотермічного стиску в поршневому компресорі неможливе

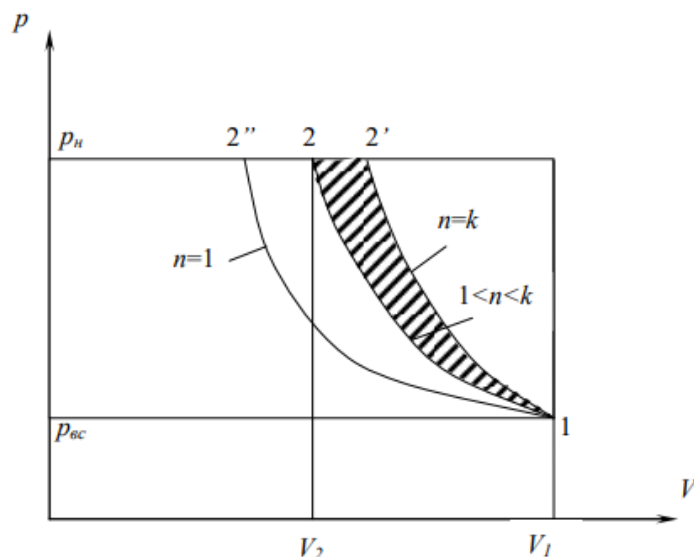


Рис. 1.6. Індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора: 1-2'' – при ізотермічному стисканні; 1-2 – при політропному стисканні; 1-2' – при адіабатному стисканні

Однак питання прагнення максимального наближення процесу стиснення до ізотермічного процесу (значення показника політропи стиснення має бути максимально близьким до одиниці) залучає розробників та дослідників компресорів об'ємної дії, і досі.

Таким чином, щоб підвищити ефективність роботи поршневого компресора за рахунок поліпшення охолодження газу, що стискається, необхідно:

- організувати інтенсивне відведення теплоти в процесі стиснення газу;
- прагнути забезпечити інтенсивне охолодження та обмежити теплопритоки до порожнини всмоктування.

Аналіз літературних джерел та патентів показав, що для організації інтенсивного відведення теплоти в процесі стиснення можна використовувати такі методи [2, 7]:

1. Обмежити рівень підвищення тиску в одному ступені і перейти до багатоступеневого стиснення газу. Даний метод дозволяє зменшити температуру газу в процесі стиснення, але при цьому збільшуються

масогабаритні показники компресорної установки. Крім того, цей метод не можна застосувати до існуючого парку компресорних машин.

2. Використовувати водяну систему охолодження стінок циліндра, кришок та проточних елементів. Даний метод дозволяє знизити температуру газу, що всмоктується, і зменшити роботу, що витрачається на стиск газу, так як наближає процес стиснення до ізотермічного (рис. 1). В результаті підвищується продуктивність та ефективність роботи поршневого компресора. Однак використання даного методу призводить до ускладнення всієї конструкції компресорної машини, збільшується вартість виготовлення та експлуатації.

3. Використовувати вприскування охолоджуючої рідини. Вприскування охолоджуючої рідини забезпечує більш інтенсивне охолодження стисливого газу, що призводить до суттєвого збільшення ефективності роботи компресорної установки, так само скорочуються витікання газу, що стискається, і зменшуються втрати енергії на механічне тертя. Однак даний метод має низку серйозних недоліків, основними з яких є необхідність додаткових витрат на дроблення рідини, збільшення масогабаритних показників компресора, необхідність додаткових енергетичних і матеріальних витрат на відділення рідини та її парів від стисненого газу.

#### **Зменшення витоків повітря, що стискається.**

У поршневих компресорах мають місце виток та перетікання газу внаслідок негерметичності робочої порожнини компресора. Наявність витоків та перетікань газу призводять до зменшення продуктивності компресора та ефективності його роботи. У роботі [48] було запропоновано кілька методів зменшення витоків стисливого газу:

1. Збільшити кількість обертів приводного валу компресора. Зі збільшенням кількості обертів валу при постійному обсязі робочої камери компресора, відносна площа щілин (нещільності) не змінюється, отже, величина відносних витоків зменшується. Однак зі збільшенням числа обертів збільшуються втрати в клапанах, що призводить до збільшення роботи

витрачається на стиск газу, і, в деяких випадках, це перекриває позитивний ефект.

2. Використовувати впорскування охолоджуючої рідини. Охолодна рідина, потрапляючи в зазори робочої камери в процесі стиснення, перешкоджає перетіканню газу через них. Найбільший ефект ущільнюється досягається в тому випадку, якщо рідина має максимальне зчеплення з поверхнями ущільнюваних зазорів. З цією метою до складу охолоджуючої рідини вводять поверхнево активні речовини або проводять спеціальну попередню обробку рідини, що впорскується, наприклад, магнітну.

### **Упорскування охолоджуючої рідини.**

Охолодження упорскуванням рідини застосовується там, де необхідно підвищити ефективність відведення теплоти стиснення [9]. При впорскуванні рідина розпорошується в робочій порожнині компресора, у результаті утворюється суміш газу та дрібних частинок рідини. Площа контакту рідини з нагрітим газом суттєво зростає, що дозволяє суттєво знизити температуру газу та наблизити процес стиснення до ізотермічного.

Крім очевидного поліпшення охолодження газу, упорскування рідини має низку інших переваг:

- Зменшується витікання та перетікання газу, що стискається. Впорскнута рідина потрапляє в щілини та нещільності робочої камери, герметизуючи їх.
- Збільшується термін служби клапанів. Впорскнута рідина потрапляє на поверхні сідел і запірних органів клапанів, знижуючи ударну напругу на них, що збільшує термін їх служби.
- Зменшується робота сил тертя та зношування деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) компресора. Багато охолодних рідин мають мастильні якості, що зменшує силу тертя в ЦПГ і істотно скорочує знос деталей ЦПГ.
- Збільшується продуктивність компресора. Упорскування охолоджуючої рідини призводить до зменшення витоків газу, що веде за собою збільшення продуктивності компресора. Застосування упорскування рідини має і ряд недоліків:

- Ускладнення конструкції компресора та збільшення масогабаритних показників за рахунок встановлення додаткового обладнання для здійснення упорскування рідини.

- Додаткові витрати енергії для розпилення охолоджуючої рідини.

- Додаткові витрати енергії на відділення рідини, що охолоджує, та її парів від стисненого газу.

- Можливість гідравлічного удару. При впорскуванні великої кількості рідини виникає ймовірність гідравлічного удару, що руйнівню позначиться на клапанах та на приводі компресора.

### **Утилізація теплоти стиснення**

Приблизно 10% всієї електроенергії, що використовується в промисловості, припадає на системи стисненого повітря. З точки зору термодинаміки, приблизно 95% цієї енергії перетворюється на тепло і випускається в атмосферу разом з теплом, що розсіюється двигуном і системою охолодження, причому переважна частина втрачається через масляний охолоджувач.

Тепло може накопичуватися при використанні проміжного охолодження повітря безпосередньо водою та мастилом або з використанням теплообмінників, а потім використовуватись. Це дозволяє знизити витрати енергії. Нижче наведено три можливі способи утилізації тепла:

**Гаряче повітря для опалення.** Тепло охолоджуючого повітря використовується для опалення приміщень, що мають повітряну систему опалення, за допомогою терморегулюючих клапанів для керування температурою в приміщенні. Довжина повітряної системи опалення становить від 4 до 8 метрів.

Взимку тепло охолоджуючого повітря частково або повністю використовується для опалення; влітку охолоджуюче повітря видаляється з приміщення через витяжну систему.

**Гаряча вода для опалення.**

У контур циркуляції мастила вбудовується додатковий теплообмінник – кожухотрубний чи пластинчастий – залежно від потужності компресора. Нагрів води відбувається в теплообміннику за рахунок теплообміну з гарячою компресорною олією.

Розташування системи нескладне та додаткові інвестиції дуже незначні. Завдяки заощадженням на оплаті опалення система окупається менш ніж за один рік.

**Тепло для побутової води.** Процес рециркуляції тепла такий самий, як для нагрівання води для опалення. Використання спеціальних безпечних теплообмінників або систем міжступеневого охолодження запобігає попаданню олії в побутову воду, навіть якщо вони пошкоджені. Це досягається при використанні подвійних трубопроводів, де з'єднані дві труби. Вода, яка має бути нагріта, тече внутрішньою трубою. Між двома трубами є простір, тиск у якому контролюється. У разі пошкодження однієї з труб, контрольний пристрій включає сигналізацію.

Найчастіше теплота, що відводиться від стисненого газу в газоохолоджувачах між ступенями стиснення компресора, сприймається охолоджувальною водою, яка нагрівається до 25-27 °C. Використання такої води в процесі виробництва є досить проблематичним через її низьку температуру.

Підвищити температурний потенціал охолодної води можливо двома шляхами:

Перший шлях - подача в кінцевий холодильник очищеної води, яка надходить на догрівання в котел з подальшим використанням її в системі опалення промислових та адміністративних будівель. Таким чином, вода охолоджена після системи опалення нагрівається в кінцевих холодильниках компресорних установок.

Іншим шляхом підвищення температурного потенціалу води, що охолоджує, є використання в системі охолодження компресорів двосекційних холодильників. У першій секції таких холодильників відбувається нагрівання меншої кількості охолоджуючої води стисненим повітрям (температура 160-170 ° C) до температури 85-95 ° C, а в іншій секції холодильника відбувається

доохолодження стисненого повітря до температури, обумовленої технологічним циклом (40-0 °C) ).

Таким чином, від компресорних установок відводиться 15-17% теплової потужності стисненого повітря з температурним потенціалом, що дозволяє успішно використовувати це тепло у системі опалення або гарячого водопостачання промислового підприємства.

Теплоту охолоджувальної води компресорної установки можна утилізувати за допомогою абсорбційних бромистолітєвих машин (АБХМ), що працюють у режимах холодильної машини або теплового насоса.

У першому випадку нагріта у компресорній установці вода з температурою понад 70 °C використовується у генераторі АБХМ. У випарнику АБХМ відбувається охолодження хладагенту приблизно з 20 до 7 °C. Тепла, що відводиться, скидається в конденсаторі при температурі близько 30 °C. При цьому тепловий (точніше, холодильний) коефіцієнт, який визначається ставленням холодильної потужності машини до теплоти, підведеної в генератор, дорівнює 0,6-0,7.

Для дослідження був обраний спосіб утилізації теплоти стиснення за допомогою АБХМ.

### 1.3. Аналіз конструкції досліджуваного компресора

Компресорна установка складається з компресора, холодильників, повітропроводу, систем охолодження і автоматики.

Холодильник 1-го ступеня встановлюється безпосередньо на компресорі, а холодильники наступних ступенів і кінцеві встановлюються на компресорі або на окремих фундаментах поруч з компресором.

Повітропровід багатоступеневих компресорів являє собою систему трубопроводів, що з'єднують робочі порожнини циліндрів з апаратами (холодильниками, вологомастиловідділювача, фільтром на всмоктуванні і т. д.).

В системі охолодження багатоступеневих компресорів здійснюється підведення і відведення охолоджуючої води в холодильники і циліндри компресора, спуск води, регулювання і контроль подачі води в установку. Система охолодження незамкнута. Компресори розраховані на охолодження прісною водою. Вода системи охолодження компресорних установок не повинна містити рослинні і механічні домішки у кількості понад 40 мг / л. Жорсткість води допускається не більше 7 мг.екв / л.

Повітряний компресор стаціонарний, поршневий, крейцкопфний, чотириступеневий, кутовий, з водяним охолодженням, з мастилом циліндрів і сальників. Компресор містить базу, циліндричну групу, поршкову групу, робочі клапани і проміжні холодильники, при цьому компресор виконаний дворядним, причому в вертикальному ряду розташована циліндро-поршнева група першої і третьої ступенів, а в горизонтальному ряду розташована циліндро-поршнева група другої та четвертої ступенів.

**Базою** служить чавунна рама машини, яка встановлена на фундаменті. Рама лита, коробчатої форми, з внутрішніми ребрами посилення, складається з кривошипної камери, в якій обертається колінчастий вал, а також горизонтально і вертикально напрямних крейцкопфів, які встановлені в отворах поперечних ребер рами. У бічних стінках кривошипної камери станини встановлюються роликові підшипники колінчастого валу, а нижня частина



станини служить збіркою для масла. Для кріплення циліндрів компресора до рами є спеціальні приливи.

У верхній частині рами передбачені щільно закриті кришками люки, що забезпечують доступ до деталей механізму руху. Нижня частина рами служить резервуаром для масла. На верхній частині рами встановлений показчик рівня масла. Для контролю рівня масла в рамі встановлений показчик рівня масла. Кріплення рами до фундаменту здійснюється фундаментними болтами.

Для запобігання масла від витікання з підшипника з боку електродвигуна встановлюється масловідбійний козирок - масловідбивач.

**Колінчастий вал** сталевий, однокривошипний, спирається на два корінних сферичних роликів підшипника, на кінець валу насаджується маховик-напівмуфта для з'єднання з електродвигуном. Положення колінчастого валу в осьовому напрямку регулюється прокладками під фланцем кришки підшипника з боку електродвигуна. На протилежному кінці колінвалу кріпиться валик для приводу масляного насоса. У тілі валу є осьові і радіальні свердління, через які масло подається до шатунної шийці.

На щоках колінчастого валу компресора укріплені чавунні противаги для врівноваження інерційних зусиль рухомих мас кривошипно-шатунного механізму. Спиральна шестерня, встановлена на кінці колінчастого валу, передає обертання масляному насосу і лубрикатору.

Ротор електродвигуна насаджений на кінець колінчастого валу, до якого чотирма болтами прикрутити фланець з квадратним отвором для провертання колінчастого валу за допомогою рукоятки.

**Шатун** сталевий, має кривошипну головку з окремою кришкою і нероз'ємну крейцкопфну головку. Роз'ємні вкладиші кривошипної головки мають антифрикційний шар з алюмінієвого сплаву. У крейцкопфну головку запресован голчастий підшипник. Мاستило пальця крейцкопфа здійснюється через отвір шатуна.

Кришка кривошипної головки шатуна з'єднується зі стрижнем шатуна двома шатунними болтами з легованої сталі і гайками. На голівці кожного

шатунного болта вказується його початкова довжина, необхідна для оцінки залишкового подовження болта за час експлуатації.

**Корпус крейцкопфа** сталевий, литий зі знімними башмаками. Башмаки сталеві з бабітовим залив. Між корпусом крейцкопфа і башмаками є прокладки для регулювання зазору між крейцкопфом і направляючими. Пальці крейцкопфа порожнисті, з конічними опорними кільцями, нерухомо закріплені в конічних розточеннях корпусу крейцкопфа.

**Обидва поршня** вертикальної і горизонтальної лінії виконані диференціальними. Вертикальна лінія складається з поршнів 1 і 3-го ступеня, горизонтальна лінія складається з поршнів 2 і 4-го ступеня.

З'єднання поршнів 3 і 4-го ступеня до поршнів 1 і 2-го ступеня дає можливість самоустановки поршнів 3 і 4-го ступеня. Всі поршні виконані у вигляді порожніх виливків. Поршні 1 і 2-го ступеня чавунні, подвійної дії, а 3 і 4-го ступеня сталеві, простого дії. Внутрішні порожнини поршнів 1 і 2-ий ступенів мають ребра жорсткості. Шток вставляється в порожнину поршня, а з іншого боку затягується гайкою і стопориться шплинтами. З метою запобігання перетікання газу уздовж штока бурт штока притирається до опорної поверхні поршня. До крейцкопф шток кріпиться за допомогою втулки з внутрішнім різьбленням і гайки.

При обертанні втулки в крейцкопф шток з поршнями переміщається в осьовому напрямку, що дозволяє регулювати лінійне мертвий простір.

**Поршневі кільця.** Для ущільнення поршнів застосовуються чавунні поршневі кільця: цільні з косим або прямим замком і з двох половин.

Для ущільнення штока застосовуються самоуплотнюючі сальники з конічними ущільнювачів або сальники манжетного типу.

Сальник з конічними елементами складається з корпусу і обойми, в яких містяться набори елементів ущільнювачів.

У чотириступінчастому компресорі встановлені два ряди циліндрів з диференціальними поршнями. Компресор має в вертикальному ряду циліндр 1-го ступеня подвійної дії і циліндр 3-го ступеня в одному блоці з

диференціальним поршнем і зрівняльній порожниною між ступенями, аналогічна конструкція в горизонтальному ряду циліндр 2-го ступеня подвійної дії і циліндр 4-го ступеня в одному блоці з диференціальним поршнем і зрівняльній порожниною між ступенями.

**Циліндри 1 і 2-го ступеня** є тристінні чавунні виливки. Усмоктувальні і нагнітальні порожнини відокремлюються одна від одної водяними порожнинами.

Газові порожнини циліндрів мають всмоктуючий і нагнітальний патрубки і радіально розташовані гнізда під клапани. На внутрішній стінці циліндра є вікна, через які під час роботи компресора газ з зрівняльної площині переходить у всмоктувальну і назад. Циліндри 3 і 4-й ступенів чавунні, литі з "мокрими гільзами". Гільза встановлюється в циліндрі легкопресовою посадкою і ущільнюється з зовнішньої сторони прокладкою, а з внутрішньої сторони - сальником. Кожен циліндр 3 і 4-го ступеня має окремо всмоктувальну порожнину, в яких розташовуються гнізда відповідного клапана і патрубків для приєднання відповідної труби газопроводу.

У торцевих стінках циліндрів всіх ступенів є вікна, за допомогою яких водяні порожнини циліндрів, кришок і ліхтарів повідомляються між собою. На дзеркалі циліндра кожного ступеня в одній точці підводиться мастило. Кришка циліндра 3-й ступеня являє собою порожню вилівок. На циліндричній частині кришки, що входить в циліндр, є виїмки для проходу газу з клапана в робочу порожнину циліндра і назад.

Між привалочних площинами станини і відповідними циліндрами встановлюються ліхтарі, які одночасно є внутрішніми кришками циліндрів.

Ліхтарі представляють собою чавунну вилівок з двома вікнами. На фланці, що примикає до станини, встановлюється предсальнік, що запобігає викидання масла з станини.

У циліндричній частині ліхтаря є виїмки для проходу газу з клапанів в робочу порожнину циліндра і назад. У ліхтарі є розточування для сальника, гніздо якого змивається водою. Для відливу масла, що потрапляє в порожнину

ліхтаря 1-ої ступені, в корпусі предсальніка є свердління, а в ліхтарі 2-го ступеня - спускний кран або трубка. Циліндри горизонтальної лінії 2 і 3-й ступенів спираються на хитку опору, що компенсує деформацію машини під час роботи.

У компресорі застосовуються самоущільнені **сальники**. Сальники складаються з п'яти камер, які збираються на шпильках, встановлюються в розточеннях ліхтаря і затискаються корпусом сальника. Елементи сальника складаються з двох кілець фторопласта марки Ф4К20, з неокремим сегментом, які підтискаються з торця пружиною. Ущільнюючі кільця мають штифти, що фіксують їх положення щодо замикаючих кілець і забезпечують розбіжність прорізів.

До сальникам підводиться масло для змащення і кращого ущільнення. Газ, добутий через сальник, відводиться на свічку.

Предсальник виконаний з 2-х кілець, таких же, як і кільця сальника. Кільця предсальніка монтуються в корпусі, який кріпиться в торцевій стінці ліхтаря.

У компресорі застосовуються індивідуальні **прямоточні клапани** типу ПІК.

1 щабель - ПІК -165-0,4А

2 ступінь - ПІК -125-2,5А

3 ступінь - ПІК -110-4,0А

4 ступінь - ПІК -85 -4,0А

У циліндрі 1-ої ступені встановлюються по три всмоктувальних і три нагнітальних клапана, в циліндрі 2-го ступеня за 2, в циліндрах 3 і 4-го ступеня за одним всмоктувальних і нагнітальних клапанів. Клапани встановлюються у вікнах циліндрів і притискаються до опорних поверхонь через ліхтар нажимними болтами. Ущільнення сидла клапанів на опорних поверхнях здійснюються паронітовими прокладками.

**Масило** компресора здійснюється двома незалежними системами.

Перша система - високого тиску. Вона складається з багатоплунжерного лубрикатора з приводом від колінчастого вала компресора за допомогою гвинтової передачі. Від лубрикатора змащуються циліндри і сальники. Масло підводиться по трубах до циліндрів по одній точці і до сальників по двох точках. Перед кожною точкою підведення масла встановлені зворотні клапани з контрольними гвинтами. Для змащення застосовується масло марки «Компресорне КС-19». Витрата масла на змащення циліндрів і сальників - 100 г / год. Рівень масла повинен бути до верхньої ризику оглядового скла лубрикатора. Продуктивність лубрикатора регулюється таким чином, щоб в кожную точку змащування подавалося дві-три краплі олії в хвилину.

Друга система - циркуляційна, призначена для змащення кривошипно-шатунного механізму. У неї входять шестерний насос з приводом від колінчастого вала, щілинний фільтр, масляний холодильник і система маслопроводів.

**Шестеренний насос** кріпиться до корпусу блоку мастила. Насос включає чавунний корпус, що має порожнину для розміщення провідної і відомої шестерень.

Провідна шестерня закріплена на провідному валу, на якому встановлена також шестерня, що знаходиться в зачепленні з відповідною шестернею колінчастого вала. Провідний валик встановлений на бронзових втулках, запресованих в кронштейн, причому останній прикріплений до корпусу насоса.

На верхньому кінці провідного валика є виступ прямокутного перерізу для з'єднання з валиком багатоплунжерного насоса високого тиску за допомогою муфти. Відома шестерня вільно встановлена на відомому валу, який обертається в чавунних втулках.

Масло подається з кривошипної камери станини через сітчастий фільтр тонкого очищення. З фільтра тонкого очищення масло надходить в масляний холодильник, звідки частина його по отворах в приводному валику і свердлінням в колінчастому валі направляється на мастило шатунних підшипників і по мастилопроводним трубкам

шатунів підводиться до крейцкопфних пальців. Інша частина масла після холодильника надходить на змащення напрямних крейцкопфів. Корінні підшипники змащуються розбризкуванням. Пройшовши ці шляхи, масло стікає назад в раму компресора.

Тиск масла в циркуляційної системі змащення контролюється манометром на мастилопроводі і має бути в межах 0,15,0,3 МПа Тиск масла в системі можна змінювати, збільшуючи кількість шайб у перепускному клапані в корпусі масляного насоса.

Для запобігання підвищенню тиску масла в системі, в корпусі масляного насоса встановлюється пропускний регулюючий клапан. Для запобігання аварії в компресорі через несправність циркуляційного змащування, передбачено блокування, яке автоматично відключає електродвигун компресора у разі падіння тиску масла нижче встановленої норми.

Конструкція масляного фільтра забезпечує очистку фільтруючих елементів без зупинки машини за допомогою скребоків, які повертають рукояткою.

Для змащення застосовується масло марки «Індустріальне І-40А».

У картер машини заливається 95 літрів масла.

**Холодильники** 2-й, 3-й і 4-й ступенів забезпечені масловологовідділювачами. Холодильники та масловологовіддільники 2-й, 3-й, і 4-й ступенів об'єднані в єдиний блок, який на спеціальній рамі встановлюються на фундамент поруч з компресором.

Рідина з масловологовідділювачі через конденсатовідвідники відводиться в продувний бак. Після масловологовідділювачі кожного ступеня встановлюється пружинний запобіжний клапан.

На компресорі після 1-го ступеня на рамі встановлений підвісний **кожухотрубний холодильник**, в якому в якості теплопередаючої елемента використана ребристо-штирвова труба. Після 2 і 3-го ступеня також встановлено кожухотрубні холодильники. На вході в кожухотрубні холодильники і виході з них є буферні ємності, які службовці для гасіння

пульсації тиску газового потоку, обидві порожнини холодильників всіх 3-х ступенів мають штуцери для продувки.

**Кінцевий холодильник** після 4-го ступеня типу «труба в трубі». Холодильник типу «труба в трубі» виконаний стоком газу в трубному просторі і охолоджуючої води в міжтрубному.

Охолоджуюча вода протікає в кільцевому каналі, утвореному трубами - зовнішньої водяний і внутрішньої газової, і рухається протитечією щодо повітря газу.

Внутрішні труби холодильника послідовно з'єднані між собою пі засобом зварних калачів.

Для можливості чистки кільцевого каналу з'єднання внутрішніх труб із зовнішніми виконано роз'ємним і ущільнено сальником, який періодично необхідно підтягувати для запобігання витоків охолоджуючої рідини.

Холодильник складається з 3-х секцій.

Продування газу з усіх міжступінчастих холодильників проводиться в збірник.

**Система продувки** служить для видалення масла і води з маслотовологовідділювачів. Кожен маслотовологовідділювач з'єднаний через конденсатовідвідник з продувальним баком.

Прохідність по конденсатовідвідника перевіряти за наступною схемою: закрити вхідний клапан і відкрити вихідний. В обох випадках через контрольний отвір виходить газ. Передбачена продування продувочного бака в факельну ємність.

**Охолодження компресорів** і холодильників проводиться водою з тиском не менше 0,3 МПа (3,0 кгс / см<sup>2</sup>). Пряма вода через вхідний запірний клапан поступає в колектор і потім в систему охолодження міжступінчастих холодильників, сорочок циліндрів і маслохолодильника.

Зворотна вода з міжступінчастих холодильників і маслохолодильника надходить в лінію оборотної води, а з сорочок циліндрів самопливом

скидається в підземну ємність. Для звільнення систем охолодження від води передбачена перемичка з запірною арматурою в ХЗК.

Схема охолодження компресора 305ВП-16/70 наступна:

- а) колектор прямої промислової води - холодильник 1-ої ступені - сорочка циліндра 1-ої ступені - сорочка циліндра 3-й ступеня - зливна воронка;
- б) колектор прямої промислової води - холодильник 2-го ступеня - сорочка циліндра 4-ої ступені - сорочка циліндра 2-го ступеня - зливна воронка;
- в) колектор прямої промислової води - холодильник 3-й ступеня - зливна воронка.

З зливний воронки вода надходить в підземну ємність. Охолодження кінцевого холодильника 4-ої ступені виконано циркуляційно.

Система автоматичного управління і захисту компресорів забезпечує надійність роботи і безпеку експлуатації.

**Принцип роботи компресора.** Вбудований синхронний двигун приводить в обертальний рух колінчастий вал компресора, який встановлений на корінних підшипниках станини. За допомогою шатунів, встановлених на кривошипної шийці колінчастого валу і крейцкопфів, що переміщуються по напрямних станини, обертальний рух перетворюється в поступальний. Поршні з'єднані з крейцкопфом за допомогою штоків. При русі поршня 1-ої ступені від нижньої "мертвої" точки в порожнині циліндра 1-ої ступені під поршнем створюється розрядження, під дією якого відкриваються усмоктувальні клапани, і повітря з усмоктувальної магістралі надходить в циліндр.

При зворотному ході поршня усмоктувальні клапани закриваються, в циліндрі відбувається стиснення повітря. При підвищенні тиску в циліндрі відкриваються нагнітальні клапани, і повітря надходить в порожнину циліндра, а потім в холодильник 1-ої ступені. З холодильника 1-ої ступені повітря надходить у всмоктувальну порожнину циліндра 2-го ступеня. Далі процес повторюється аналогічно 1-ої ступені. Повітря з циліндра 2-го ступеня надходить в буферну ємність на вході в холодильник, потім по каналах, утвореним внутрішньою поверхнею направляючого кожуха і ребрами



теплопередавальної труби, охолоджуючись, перетікає в порожнину вологомасловідокремлювача, де за рахунок раптового розширення і повороту на 180 °С відбувається відділення води і масла. Охолоджене і очищене повітря надходить в наступний щабель стиснення. З нагнітальної порожнини 4-ої ступені повітря надходить в холодильник 4-ої ступені і далі в глушник.

**Водопровід** призначений для підведення і відведення охолоджуючої води і включає в себе трубопроводи, зливні крани, регулювальні вентиля та інші елементи. Компресор має відкриту в атмосферу систему охолодження для виміру температури і візуального контролю потоку води. При виконанні закритої системи охолодження в кожній лінії зливу повинні бути встановлені пристрої для контролю температури і потоку води.

**Проміжні повітропроводи** компресорної установки являють собою систему трубопроводів різного діаметру, які з'єднують порожнини всмоктування і нагнітання циліндрів з холодильниками і влогомаслоотдслютелями.

Межступенчатом трубопроводи зібрані з готових патрубків. В патрубки уварені штуцери і бобишки для відбору тиску, установки датчиків температури і запобіжних клапанів.

Запобіжні клапани установлені на нагнітальних трубопроводах після холодильників або на холодильниках, на виході повітря

## РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

### 2.1. Термодинамічний розрахунок поршневого компресора

#### Параметри компресора:

В вертикальному ряду циліндр 1-го ступеня подвійної дії і циліндр 3-го ступеня простої дії в одному блоці з диференціальним поршнем і зрівняльної порожниною між ступенями

Діаметр циліндра I ступеня  $D_1 = 500$  мм

Діаметр циліндра III ступеня  $D_3 = 145$  мм

Діаметр штока  $d = 50$  мм

В горизонтальному ряду циліндр 2-го ступеня подвійної дії і циліндр 4-го ступеня простої дії в одному блоці з диференціальним поршнем і зрівняльної порожниною між ступенями

Діаметр циліндра II ступеня  $D_2 = 270$  мм

Діаметр циліндра IV ступеня  $D_4 = 100$  мм

Діаметр штока  $d = 50$  мм

Хід поршня  $S = 220$  мм

Частота обертання валу  $n = 500$  хв<sup>-1</sup>.

#### Вихідні дані:

Стисливий газ - повітр

Початковий тиск  $p_{вс} = 0,1$  МПа

Початкова температура газу  $T_{11} = 293$  К

Кінцевий тиск  $p_n = 7$  МПа

Хід поршня  $S = 220$  мм

#### 2.1.1. Попередній розрахунок компресора

Компресор чотирьохступінчастий, відношення тиску нагнітання до тиску всмоктування всього компресора

$$\tau = p_n / p_{вс} = 7,0 / 0,1 = 70$$

## Визначення теоретичних значень оптимальних відносних підвищень тиску в окремих ступенях

Для теоретичного багатоступінчастого компресора при визначених умовах витрата роботи на стиснення газу буде мінімальною при однаковій ступіні підвищення тиску ( $\epsilon_{ст}$ ) в усіх ступенях. У цьому випадку степінь підвищення тиску для кожного ступеню чотирьохступінчастого теоретичного компресора дорівнює :

$$\epsilon_{cm} = \sqrt[4]{\tau} = \sqrt[4]{70} = 2,893$$

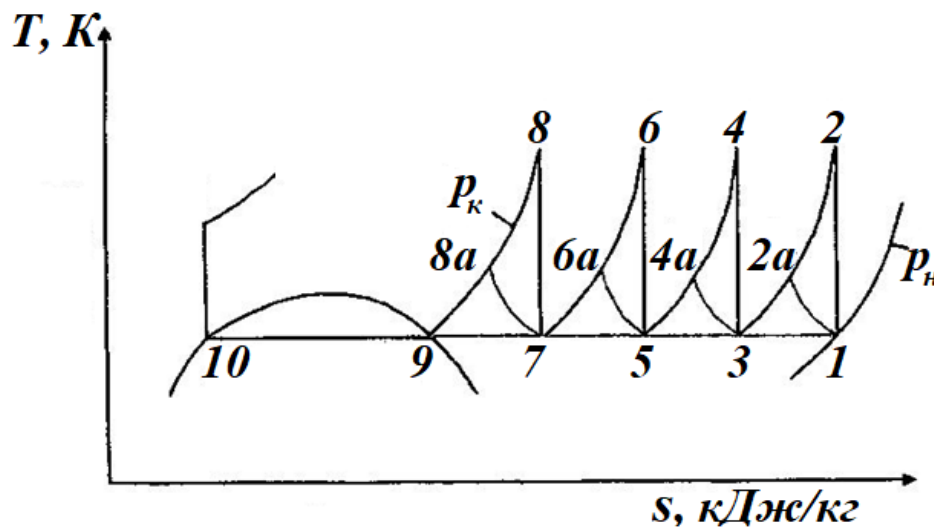


Рис.2.1. Процесі стиснення повітря у чотирьохступінчастому компресорі

**Визначення тисків у ступенях при теоретичному процесі в компресорі**  
у першому щабля: тиск всмоктування

$$p_{1I} = p_{вс} = 0,1 \text{ МПа};$$

тиск нагнітання

$$p_{2I} = p_{1I} \cdot \epsilon_I = 0,1 \cdot 2,893 = 0,2893 \text{ МПа};$$

у другому щабля: тиск всмоктування

$$p_{1II} = p_{2I} = 0,2893 \text{ МПа};$$

тиск нагнітання

$$p_{2II} = p_{1II} \cdot \epsilon_{II} = 0,2893 \cdot 2,893 = 0,837 \text{ МПа};$$

в третього щабля: тиск всмоктування

$$p_{1III} = p_{2II} = 0,837 \text{ МПа};$$

тиск нагнітання

$$p_{2III} = p_{1III} \cdot \epsilon_{III} = 0,837 \cdot 2,893 = 2,421 \text{ МПа};$$

в четвертого щабля: тиск всмоктування

$$p_{1IV} = p_{2III} = 2,42 \text{ МПа};$$

тиск нагнітання

$$p_{2IV} = p_{1IV} \cdot \epsilon_{IV} = 2,42 \cdot 2,893 = 7,0 \text{ МПа}.$$

Результати розрахунків занесемо в таблицю 2.1.

### **Визначення ступіні стиснення у ступенях при дійсному процесі в компресорі**

В реальному компресорі внутрішня ступінь підвищення тиску в циліндрі  $\epsilon_{цi}$  більше завдяки наявності витрат тиску, що пов'язані з подоланням опорів на всмоктуванні і нагнітанні у клапанах, а також у газоходах і охолоджувачах між ступеннями:

$$\epsilon_{цI} = p_{2цI} / p_{1цI}$$

Середні розрахункові тиски всмоктування першого ступеню знаходимо через рівняння:

$$p_{1цI} = p_{II} - \Delta p_{II},$$

Середні розрахункові тиски нагнітання знаходимо через рівняння

$$p_{2цI} = p_{2I} + \Delta p_{2I},$$

де  $\Delta p_{II}$  та  $\Delta p_{2I}$  – витрати тиску на всмоктуванні і нагнітанні у першого щабля.

Для приблизних розрахунків  $\Delta p_{II}$  визначають як частину від тиску всмоктування  $p_{II}$  за рівнянням:

$$\Delta p_{II} = \beta_{II} \cdot p_{II}$$

де  $\beta_{II} = 0,05 \div 0,1$  - відносна величина витрати тиску на всмоктуванні першого ступеню. Приймаємо  $\beta_{II} = 0,06$ , тоді

$$\Delta p_{II} = 0,06 \cdot 0,1 = 0,006 \text{ МПа}$$

Витрата тиску при нагнітанні  $\Delta p_{2I}$  визначається як частина від тиску нагнітання  $p_{2I}$  за рівнянням

$$\Delta p_{2I} = \beta_{2I} \cdot p_{2I} = 0,05 \cdot 0,2893 = 0,01447 \text{ МПа}$$

де  $\beta_{2I} = 0,03 \div 0,08$ . - відносна величина витрати тиску на нагнітанні 1-го ступеню. Приймаємо  $\beta_{2I} = 0,05$ .

Визначаємо відносні витрати тиску на всмоктуванні та нагнітанні другого ступеню:

$$\beta_{III} = 0,8 \cdot \beta_{II} = 0,8 \cdot 0,06 = 0,048;$$

$$\beta_{2II} = 0,8 \cdot \beta_{2I} = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04;$$

Аналогічно визначимо відносні витрати тиску на всмоктуванні та нагнітанні для всіх чотирьох ступенів і результати занесемо в таблицю 2.1.

Визначаємо витрати тиску на всмоктуванні та нагнітанні другого ступеню:

$$\Delta p_{III} = 0,048 \cdot 0,2893 = 0,0139 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{2II} = 0,04 \cdot 0,837 = 0,0335 \text{ МПа}.$$

Аналогічно визначимо і витрати тиску на всмоктуванні та нагнітанні для всіх чотирьох ступенів і результати занесемо в таблицю 2.1.

Визначаємо дійсні ступіні підвищення тиску по ступеням: для першого ступеню

$$\epsilon_{цI} = p_{2цI} / p_{1цI} = 0,3038 / 0,094 = 3,232$$

Аналогічно визначимо дійсні ступіні підвищення тиску для всіх чотирьох ступенів і результати занесемо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

| № ступ. | $p_1$ , МПа | $p_2$ , МПа | $\beta_1$ | $\beta_2$ | $\Delta p_1$ , МПа | $\Delta p_2$ , МПа | $p_{1ц}$ , МПа | $p_{2ц}$ , МПа | $\epsilon_c$ |
|---------|-------------|-------------|-----------|-----------|--------------------|--------------------|----------------|----------------|--------------|
| I       | 0,1         | 0,2893      | 0,06      | 0,05      | 0,006              | 0,01447            | 0,094          | 0,3038         | 3,232        |
| II      | 0,2893      | 0,837       | 0,048     | 0,04      | 0,0139             | 0,0335             | 0,2754         | 0,8705         | 3,161        |
| III     | 0,837       | 2,42        | 0,0384    | 0,032     | 0,03214            | 0,0774             | 0,8049         | 2,497          | 3,102        |
| IV      | 2,42        | 7,0         | 0,0307    | 0,0256    | 0,07429            | 0,1792             | 2,346          | 7,179          | 3,06         |

### Визначення відносної величини мертвого об'єму

Приймаємо відносну величину мертвого об'єму першого ступеню  $c_I = 8\%$ , другого ступеню  $c_{II} = 10\%$ , 3-го ступеню  $c_{III} = 12\%$ , 4-го ступеню  $c_{IV} = 14\%$ , прийняте значення “с” далі уточнюють під час конструкторської проробки. Якщо величина “с”, яку прийняли при проектному розрахунку, значно

відрізняється від отриманої, розрахунок повторюють як перевірочний, приймаючи вже отриману величину мертвого об'єму.

### **Вибір величини показників політроп стиснення та зворотного розширення.**

Величина еквівалентного показника політропи стиснення першого ступеню  $n_{cI}$  при  $\varepsilon = 3 \div 6$  лежить у межах:

$$n_{cI} = (0,92 \div 0,98) \cdot k = 0,95 \cdot 1,4 = 1,33,$$

де  $k = 1,4$  - показник адіабати повітря при  $T = 293$  К.

Показник еквівалентної політропи зворотного розширення першого ступеню визначають як :

$$m_{pI} = \alpha \cdot n_{cI} = 0,96 \cdot 1,33 = 1,28;$$

де  $\alpha = 0,94 \div 0,98$ .

Величина еквівалентного показника політропи стиснення другого ступеню компресора:

$$n_{cII} = n_{cI} + 0,015 \cdot k = 1,33 + 0,015 \cdot 1,4 = 1,35.$$

Показник еквівалентної політропи зворотного розширення другого ступеню визначають як

$$m_{pII} = \alpha \cdot n_{cII} = 0,96 \cdot 1,35 = 1,296$$

Аналогічно визначимо показники еквівалентних політроп стиснення і розширення 3-го и 4 – го ступенів

$$n_{cIII} = n_{cII} + 0,015 \cdot k = 1,35 + 0,015 \cdot 1,4 = 1,37$$

$$m_{pIII} = \alpha \cdot n_{cIII} = 0,96 \cdot 1,37 = 1,316$$

$$n_{cIV} = n_{cIII} + 0,015 \cdot k = 1,37 + 0,015 \cdot 1,4 = 1,39$$

$$m_{pIV} = \alpha \cdot n_{cIV} = 0,96 \cdot 1,39 = 1,335$$

### **Визначення коефіцієнта подачі компресора по ступеням**

У чотиріступінчастому компресорі стиснення іде послідовно, як у чотирьох одноступінчастих компресорах. При переході з одного ступеню до другого газ охолоджується в проміжних охолоджувачах.

Робочий процес окремого ступеню є аналогічний робочому процесу одноступінчастого компресора.

При проектуванні багатоступінчастого компресора необхідно визначити коефіцієнти подачі його окремих ступенів.

Заведено подавати коефіцієнт подачі у вигляді добутку коефіцієнтів:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{\text{щ}} \cdot \lambda_{\text{вол}}$$

де  $\lambda_c$  - коефіцієнт, що враховує втрату продуктивності за рахунок розширення газу з мертвого об'єму (об'ємний коефіцієнт);

$\lambda_{dp}$  - коефіцієнт дроселювання, що враховує втрату продуктивності за рахунок дроселюванням газу в клапанах;

$\lambda_w$  - коефіцієнт шкідливого підігріву, який враховує зменшення продуктивності за рахунок підвищення температури газу при контакті всмоктуючого газу з гарячими частинами циліндру та клапанів;

$\lambda_{\text{щ}}$  - коефіцієнт щільності, який враховує зменшення продуктивності за рахунок перетікання газу в компресорі та витікання.

$\lambda_{\text{вол}}$  - коефіцієнт вологості, який враховує зменшення продуктивності за рахунок випадіння вологи в охолоджувачах.

Коефіцієнти подачі для кожного ступеня багатоступінчастого компресора визначаються з врахуванням можливих втрат газу в усіх наступних ступенях після данного, як:

$$\lambda_I = \lambda_{cI} \cdot \lambda_{dpI} \cdot \lambda_{wI} \cdot \lambda_{\text{вол}I} \cdot \lambda_{\text{щ}I} \cdot \lambda_{\text{щ}II} \cdot \lambda_{\text{щ}III} \cdot \lambda_{\text{щ}IV}$$

$$\lambda_{II} = \lambda_{cII} \cdot \lambda_{dpII} \cdot \lambda_{wII} \cdot \lambda_{\text{вол}II} \cdot \lambda_{\text{щ}II} \cdot \lambda_{\text{щ}III} \cdot \lambda_{\text{щ}IV}$$

$$\lambda_{III} = \lambda_{cIII} \cdot \lambda_{dpIII} \cdot \lambda_{wIII} \cdot \lambda_{\text{вол}III} \cdot \lambda_{\text{щ}III} \cdot \lambda_{\text{щ}IV}$$

$$\lambda_{IV} = \lambda_{cIV} \cdot \lambda_{dpIV} \cdot \lambda_{wIV} \cdot \lambda_{\text{вол}IV} \cdot \lambda_{\text{щ}IV}$$

Складові коефіцієнтів подачі визначаються наступним чином:

Об'ємний коефіцієнт для кожного ступеня визначають за формулою

$$\lambda_{ci} = 1 - C_i \cdot \left[ \left( \varepsilon_{\text{щ}i} \right)^{\frac{1}{m_i}} - 1 \right]$$

Для першого ступеня

$$\lambda_{cI} = 1 - C_I \cdot \left[ \left( \varepsilon_{\text{щ}I} \right)^{\frac{1}{m_{PI}}} - 1 \right] = 1 - 0,08 \left( 3,232^{\frac{1}{1,28}} - 1 \right) = 0,88$$

Результати розрахунку для інших ступенів зведемо в таблицю 2.2.

Коефіцієнт дроселювання визначається як:

$$\lambda_{\partial p i} = 1 - \beta_{1i}$$

Для першого ступеня

$$\lambda_{\partial p I} = 1 - \beta_{1I} = 1 - 0,06 = 0,94.$$

Результати розрахунку для інших ступенів зведемо в таблицю 2.2.

Коефіцієнт підігріву може бути визначений через рівняння

$$\lambda_{wi} = 1 - 0,01(\varepsilon_{\partial i} - 1).$$

Для першого ступеня

$$\lambda_{wI} = 1 - 0,01(\varepsilon_{\partial I} - 1) = 1 - 0,01(3,232 - 1) = 0,9777.$$

Результати розрахунку для інших ступенів зведемо в таблицю 2.2.

Коефіцієнт ущільнення звичайно знаходиться у межах:  $\lambda_{\partial} = 0,96 \div 0,99$ .

Задаємося коефіцієнтом ущільнення для першого ступеню  $\lambda_{\partial I} = 0,99$ , для другого ступеню  $\lambda_{\partial II} = 0,98$ , для 3-го -  $\lambda_{\partial III} = 0,97$ , для 4-го -  $\lambda_{\partial IV} = 0,96$ .

Коефіцієнт вологості використовують в тих випадках, коли продуктивність компресора задана для сухого повітря або газу. Для приблизних розрахунків коефіцієнтом  $\lambda_{вол}$  задаються у наступних межах:  $\lambda_{вол I} = 0,98$ ;  $\lambda_{вол II} = 0,99$ , в усіх наступних ступенях дорівнюватиме 1,0.

Визначаємо коефіцієнт подачі для першого ступеню:

$$\lambda_I = 0,88 \cdot 0,94 \cdot 0,9777 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,96 = 0,7251;$$

Результати розрахунку для інших ступенів зведемо в таблицю 2.

Таблиця 2.2

| № ступ. | $n_c$ | $m_p$ | $c$  | $\lambda_c$ | $\lambda_{\partial p}$ | $\lambda_w$ | $\lambda_{вол}$ | $\lambda_{\partial}$ | $\lambda$ |
|---------|-------|-------|------|-------------|------------------------|-------------|-----------------|----------------------|-----------|
| I       | 1,33  | 1,28  | 0,08 | 0,880       | 0,94                   | 0,9777      | 0,98            | 0,99                 | 0,7251    |
| II      | 1,35  | 1,296 | 0,10 | 0,8561      | 0,952                  | 0,9784      | 0,99            | 0,98                 | 0,7204    |
| III     | 1,37  | 1,316 | 0,12 | 0,8371      | 0,9616                 | 0,979       | 1,0             | 0,97                 | 0,7338    |
| IV      | 1,39  | 1,335 | 0,14 | 0,8191      | 0,969                  | 0,9794      | 1,0             | 0,96                 | 0,7463    |

**Визначення об'ємів, описуваних поршнями ступенів компресора**



Об'єм, описаний диференціальним поршнем подвійної дії першого ступеню  $V_{hI}$  визначають як:

$$\begin{aligned} V_{hI} &= 0,785 \left[ (D_I^2 - d_{um}^2) + (D_I^2 - D_{III}^2) \right] \cdot S \cdot n = \\ &= 0,785 \left[ (0,5^2 - 0,05^2) + (0,5^2 - 0,145^2) \right] \cdot 0,22 \cdot 500 = 41,144, \text{ м}^3 / \text{хв} = 0,6857 \text{ м}^3 / \text{с} \end{aligned}$$

Об'єм, описаний диференціальним поршнем подвійної дії другого ступеню

$$\begin{aligned} V_{hII} &= 0,785 \left[ (D_{II}^2 - d_{um}^2) + (D_{II}^2 - D_{IV}^2) \right] \cdot S \cdot n = \\ &= 0,785 \left[ (0,27^2 - 0,05^2) + (0,27^2 - 0,1^2) \right] \cdot 0,22 \cdot 500 = 11,5105 \text{ м}^3 / \text{хв} = 0,1918 \text{ м}^3 / \text{с} \end{aligned}$$

Об'єм, описаний поршнем 3-го ступеню

$$V_{hIII} = 0,785 \cdot D_{III}^2 \cdot S \cdot n = 0,785 \cdot 0,145^2 \cdot 0,22 \cdot 500 = 1,8155 \text{ м}^3 / \text{хв} = 0,03026 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Об'єм, описаний поршнем 4-го ступеню

$$V_{hIV} = 0,785 \cdot D_{IV}^2 \cdot S \cdot n = 0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 0,22 \cdot 500 = 0,8635 \text{ м}^3 / \text{хв} = 0,01439 \text{ м}^3 / \text{с}$$

### 2.1.2. Повірочний розрахунок компресора у проектному режимі

#### Розподіл підвищення тиску за ступеннями:

Тиск всмоктування 1-го ступеня  $p_{ec1} = 0,1$  МПа.

Оптимальні міжступеньчаті тиски визначимо за графіками. [2]

Тиск нагнітання 1 ступеня  $p_n = 0,32$  МПа

Тиск нагнітання 2 ступеня  $p_n = 0,92$  МПа

Тиск нагнітання 3 ступеня  $p_n = 2,62$  МПа

Тиск нагнітання 4-го ступеня задано  $p_n = 7,0$  МПа

Приймаємо температури всмоктування 1 ступеня 293К, а по інших ступенях однаковими і рівними  $T_{ec} = 303$  К.

Визначимо відносні втрати тиску за ступеннями на всмоктуванні і нагнітанні [6] і результати занесемо в таблицю 2.3.

Визначимо відносні втрати тиску на всмоктуванні і нагнітанні

$$\Delta p_{1i} = \beta_{1i} \cdot p_{1i}$$

$$\Delta p_{2i} = \beta_{2i} \cdot p_{2i}$$

і результати занесемо в таблицю 2.3.

Визначимо середні тиску всмоктування і нагнітання за ступеннями за формулами:

$$p_{1ci} = p_{1i} - \Delta p_{1i}$$

$$p_{2ci} = p_{2i} + \Delta p_{2i}$$

і результати занесемо в таблицю 4.

Визначимо ступінь підвищення тиску за ступеннями по формулі:

$$\epsilon_{ci} = p_{2ci} / p_{1ci}$$

і результати занесемо в таблицю 2.3.

Прийняті значення відносних величин мертвих просторів за ступеннями і величин показників політропи стиснення і зворотного розширення залишимо без зміни.

Таблиця 2.3.

| № ступ. | $p_1$ , МПа | $p_2$ , МПа | $\theta_1$ | $\theta_2$ | $\Delta p_1$ , МПа | $\Delta p_2$ , МПа | $p_{1ц}$ , МПа | $p_{2ц}$ , МПа | $\varepsilon_{ц}$ |
|---------|-------------|-------------|------------|------------|--------------------|--------------------|----------------|----------------|-------------------|
| I       | 0,1         | 0,32        | 0,06       | 0,05       | 0,006              | 0,016              | 0,094          | 0,336          | 3,83              |
| II      | 0,32        | 0,92        | 0,048      | 0,04       | 0,0154             | 0,0368             | 0,3046         | 0,9568         | 3,141             |
| III     | 0,92        | 2,62        | 0,0384     | 0,032      | 0,0353             | 0,0838             | 0,8816         | 2,704          | 3,067             |
| IV      | 2,62        | 7,0         | 0,0307     | 0,0256     | 0,0804             | 0,179              | 2,540          | 7,179          | 2,826             |

Уточнимо значення об'ємних коефіцієнтів по ступеням по формулі:

$$\lambda_{ci} = 1 - c_i \cdot \left[ (\varepsilon_{ci})^{\frac{1}{m_i}} - 1 \right]$$

і результати занесемо в таблицю 2.4.

Уточнимо значення коефіцієнта дрослювання по формулі:

$$\lambda_{dpi} = 1 - \beta_{Iib}$$

і результати занесемо в таблицю 2.4.

Уточнимо значення коефіцієнта підігріву по формулі:

$$\lambda_{wi} = 1 - 0,01(\varepsilon_{ci} - 1).$$

і результати занесем в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4.

| № ступ. | $n_c$ | $m_p$ | $c$  | $\lambda_c$ | $\lambda_{dp}$ | $\lambda_w$ | $\lambda_{вол}$ | $\lambda_{ц}$ | $\lambda$ |
|---------|-------|-------|------|-------------|----------------|-------------|-----------------|---------------|-----------|
| I       | 1,33  | 1,28  | 0,08 | 0,8406      | 0,956          | 0,9717      | 0,98            | 0,99          | 0,6914    |
| II      | 1,35  | 1,296 | 0,10 | 0,8576      | 0,970          | 0,9786      | 0,99            | 0,98          | 0,7355    |
| III     | 1,37  | 1,316 | 0,12 | 0,8403      | 0,978          | 0,9793      | 1,0             | 0,97          | 0,7494    |
| IV      | 1,39  | 1,335 | 0,14 | 0,8436      | 0,981          | 0,9817      | 1,0             | 0,96          | 0,7799    |

Прийняті значення коефіцієнтів ущільнення та вологості за ступенями залишимо без зміни.

Коефіцієнти подачі для кожного ступеня багатоступінчастого компресора визначаються як:

$$\lambda_I = \lambda_{cI} \cdot \lambda_{\partial pI} \cdot \lambda_{wI} \cdot \lambda_{волI} \cdot \lambda_{\text{щI}} \cdot \lambda_{\text{щII}} \cdot \lambda_{\text{щIII}} \cdot \lambda_{\text{щIV}}$$

$$\lambda_{II} = \lambda_{cII} \cdot \lambda_{\partial pII} \cdot \lambda_{wII} \cdot \lambda_{волII} \cdot \lambda_{\text{щII}} \cdot \lambda_{\text{щIII}} \cdot \lambda_{\text{щIV}}$$

$$\lambda_{III} = \lambda_{cIII} \cdot \lambda_{\partial pIII} \cdot \lambda_{wIII} \cdot \lambda_{волIII} \cdot \lambda_{\text{щIII}} \cdot \lambda_{\text{щIV}}$$

$$\lambda_{IV} = \lambda_{cIV} \cdot \lambda_{\partial pIV} \cdot \lambda_{wIV} \cdot \lambda_{волIV} \cdot \lambda_{\text{щIV}}$$

і результати розрахунків занесемо в таблицю 2.4.

### Визначення дійсної об'ємної продуктивності ступенів компресора

Дійсна об'ємна продуктивність: 1-го ступеню

$$V_I = V_{hI} \cdot \lambda_I = 0,6857 \cdot 0,6914 = 0,4741 \text{ м}^3/\text{с}$$

2-го ступеню

$$V_{II} = V_{hII} \cdot \lambda_{II} = 0,1918 \cdot 0,7355 = 0,1411 \text{ м}^3/\text{с}$$

3-го ступеню

$$V_{III} = V_{hIII} \cdot \lambda_{III} = 0,03026 \cdot 0,7494 = 0,02268 \text{ м}^3/\text{с}$$

4-го ступеню

$$V_{IV} = V_{hIV} \cdot \lambda_{IV} = 0,01439 \cdot 0,7799 = 0,0112 \text{ м}^3/\text{с}$$

### Середня швидкість поршня

$$c_m = 2S \cdot n = 2 \cdot 0,22 \cdot 500/60 = 3,67 \text{ м/с.}$$

Температури нагнітання за ступеннями стиснення:

$$T_{n1} = T_{06c1} \cdot \varepsilon_1^{(n-1)/n} = 293 \cdot 3,83^{0,2481} = 409 \text{ К} = 136 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{де } (p_1 - 1)/p_1 = (1,33 - 1)/1,33 = 0,2481.$$

$$T_{n2} = T_{06c2} \cdot \varepsilon_2^{(n-1)/n} = 303 \cdot 3,141^{0,2593} = 408 \text{ К} = 135 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{де } (p_2 - 1)/p_2 = (1,35 - 1)/1,35 = 0,2593.$$

$$T_{n3} = T_{06c2} \cdot \varepsilon_1^{(n-1)/n} = 303 \cdot 3,067^{0,2701} = 410 \text{ К} = 137 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{де } (p_3 - 1)/p_3 = (1,37 - 1)/1,37 = 0,2701.$$

$$T_{n2} = T_{06c2} \cdot \varepsilon_1^{(n-1)/n} = 303 \cdot 2,826^{0,2806} = 406 \text{ К} = 133 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{де } (p_4 - 1)/p_4 = (1,39 - 1)/1,39 = 0,2806.$$

### 2.1.3. Визначення потужності приводу компресора

Потужність приводу багатоступінчастого компресора визначається як:

$$N = N_i + N_{\text{тертя}} + N_{\text{дон}},$$

де  $N_i$  - індикаторна потужність приводу чотирьохступінчастого компресора визначається як сума потужностей всіх чотирьох ступенів;

$N_{\text{тертя}}$  – витрата потужності на подолання сил тертя в механізмі руху;

$N_{\text{дон}}$  - витрата потужності на привід різного роду допоміжних механізмів компресора

Індикаторна потужність:

першого ступеню визначається через рівняння для ступенів низького тиску:

$$N_{iIcm} = p_{1uI} V_{scI} \left[ \frac{(1+C_I)}{\lambda_{cI}} (A_{cI} - A_{pI}) + A_{pI} \right] =$$
$$0,094 \cdot 0,5764 \left[ \frac{(1+0,08)}{0,8406} (1,594 - 1,561) + 1,561 \right] = 0,08687 \text{ MBm} = (86,87 \text{ кВт})$$

де  $p_{1uI} = 0,094 \text{ МПа}$

$$V_{scI} = \lambda_{cI} \cdot V_{hI} = 0,8406 \cdot 0,6857 = 0,5764 \text{ м}^3 \text{с}^{-1}$$

$$A_{cI} = \frac{n_{cI}}{n_{cI} - 1} \left( \varepsilon_{uI}^{\frac{n_{cI}-1}{n_{cI}}} - 1 \right) = \frac{1,33}{1,33-1} \left( 3,831^{\frac{1,33-1}{1,33}} - 1 \right) = 1,594$$

$$A_{pI} = \frac{m_{pI}}{m_{pI} - 1} \left( \varepsilon_{uI}^{\frac{m_{pI}-1}{m_{pI}}} - 1 \right) = \frac{1,28}{1,28-1} \left( 3,83^{\frac{1,28-1}{1,28}} - 1 \right) = 1,561$$

2 ступеня

$$N_{iIIcm} = p_{1uII} V_{scII} \left[ \frac{(1+C_{II})}{\lambda_{cII}} (A_{cII} - A_{pII}) + A_{pII} \right] =$$
$$0,3046 \cdot 0,1645 \cdot \left[ \frac{(1+0,1)}{0,8576} (1,3327 - 1,3081) + 1,3081 \right] = 0,0671 \text{ MBm} = 67,1 \text{ кВт}$$

$$V_{scII} = \lambda_{cII} \cdot V_{hII} = 0,8576 \cdot 0,1918 = 0,1645 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$A_{cII} = \frac{n_{cII}}{n_{cII} - 1} \left( \varepsilon_{uII}^{\frac{n_{cII}-1}{n_{cII}}} - 1 \right) = \frac{1,35}{1,35-1} \left( 3,141^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right) = 1,3327$$

$$A_{pII} = \frac{m_{pII}}{m_{pI} - 1} \left( \varepsilon_{yI}^{\frac{m_{pII}-1}{m_{pII}}} - 1 \right) = \frac{1,296}{1,296-1} \left( 3,141^{\frac{1,296-1}{1,296}} - 1 \right) = 1,3081$$

3 ступеня

$$N_{iIIIcm} = p_{1yIII} V_{scIII} \left[ \frac{(1+C_{III})}{\lambda_{cIII}} (A_{cIII} - A_{pIII}) + A_{pIII} \right] =$$

$$0,8816 \cdot 0,02543 \cdot \left[ \frac{(1+0,12)}{0,8403} (1,309 - 1,1433) + 1,1433 \right] = 0,03067 MBm = 30,67 \kappa Bm$$

$$V_{scIII} = \lambda_{cIII} \cdot V_{hIII} = 0,8403 \cdot 0,03026 = 0,02543 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$A_{cIII} = \frac{n_{cIII}}{n_{cIII} - 1} \left( \varepsilon_{yIII}^{\frac{n_{cIII}-1}{n_{cIII}}} - 1 \right) = \frac{1,37}{1,37-1} \left( 3,067^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1 \right) = 1,309$$

$$A_{pIII} = \frac{m_{pIII}}{m_{pIII} - 1} \left( \varepsilon_{yI}^{\frac{m_{pIII}-1}{m_{pIII}}} - 1 \right) = \frac{1,316}{1,316-1} \left( 3,067^{\frac{1,316-1}{1,316}} - 1 \right) = 1,1433$$

4 ступеня

$$N_{iIVcm} = p_{1yIV} V_{scIV} \left[ \frac{(1+C_{IV})}{\lambda_{cIV}} (A_{cIV} - A_{pIV}) + A_{pIV} \right] =$$

$$2,54 \cdot 0,01214 \cdot \left[ \frac{(1+0,14)}{0,8436} (1,2062 - 1,1866) + 1,1866 \right] = 0,0374 MBm = 37,4 \kappa Bm$$

$$V_{scIV} = \lambda_{cIV} \cdot V_{hIV} = 0,8436 \cdot 0,01439 = 0,01214 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$A_{cIV} = \frac{n_{cIV}}{n_{cIV} - 1} \left( \varepsilon_{yIV}^{\frac{n_{cIV}-1}{n_{cIV}}} - 1 \right) = \frac{1,39}{1,39-1} \left( 2,826^{\frac{1,39-1}{1,39}} - 1 \right) = 1,2062$$

$$A_{pIII} = \frac{m_{pIV}}{m_{pIV} - 1} \left( \varepsilon_{yI}^{\frac{m_{pIV}-1}{m_{pIV}}} - 1 \right) = \frac{1,335}{1,335-1} \left( 2,826^{\frac{1,335-1}{1,335}} - 1 \right) = 1,1866$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \sum_{i=1}^{i=4} N_{icm} = 86,87 + 67,1 + 30,67 + 37,4 = 222 \kappa Bm$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{222}{0,92} = 239 \kappa Bm,$$

де  $\eta_{\text{мех}} = 0,92$  – механічний ККД

## 2.2. Схема для утилізації теплоти стисненого повітря у поршневому компресорі

Одним із суттєвих факторів, що впливають на перевитрату енергії на компресорних станціях, є недоохолодження газу в проміжних охолоджувачах до температури охолоджуючого теплоносія в літній час і скидання теплоти стиснення в навколишнє середовище.

Основним завданням енергозбереження, пов'язаної з охолодженням газу в компресорних установках, є зниження температури газу, що стискається, при можливо менших втратах на експлуатацію системи охолодження і використання відведеної теплоти з максимальною ефективністю. Як проміжний охолоджувач найчастіше використовується вода.

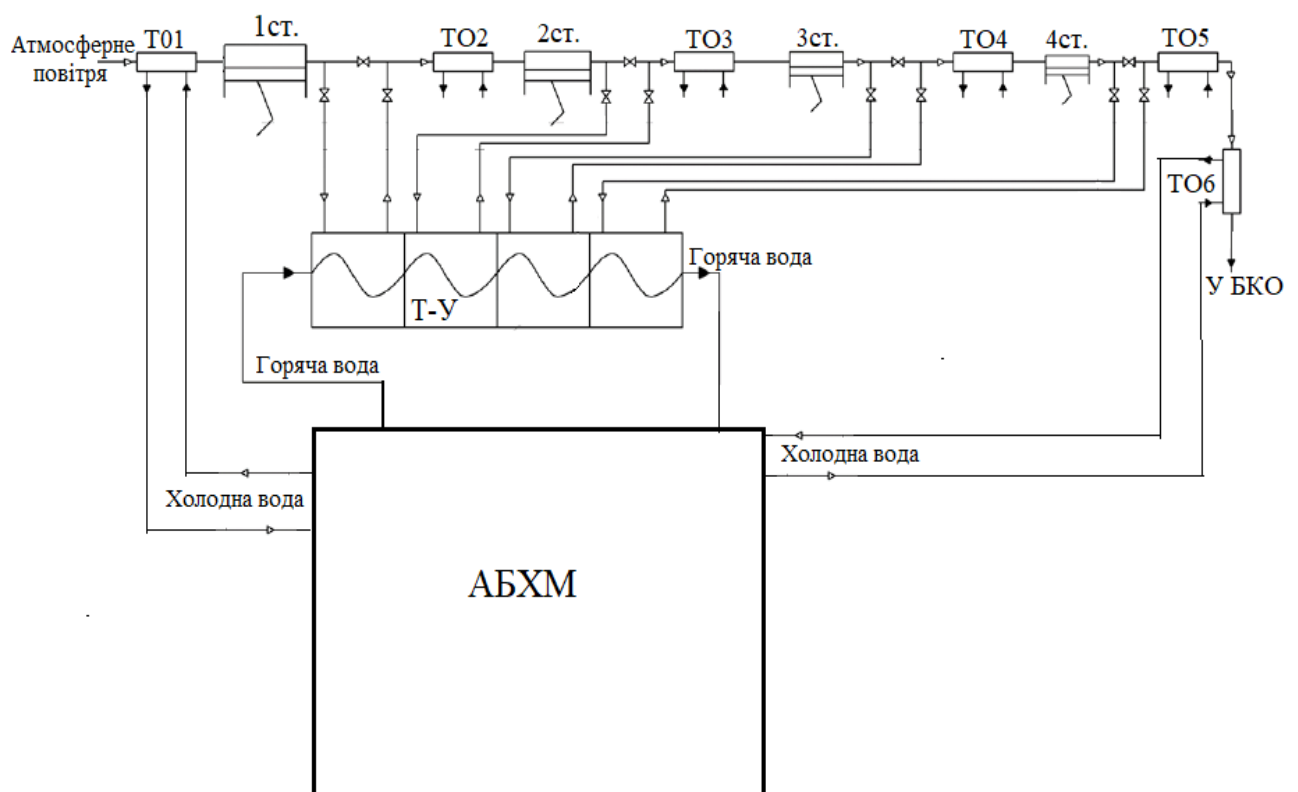


Рис. 2.2. Схема утилізації теплоти стиснення у поршневому компресорі: 1ст. - 4ст. –ступені стиснення поршневого компресора; ТО1 – ТО6 – теплообмінники для охолодження повітря; Т-У – теплообмінник-утилізатор; БКО –блок комплексного очищення повітря перед ПРУ

Для дослідження розглянемо схему утилізації теплоти стиснення компресорної установки ПРУ за допомогою абсорбційної бромистолітєвої машини (АБХМ), що працює в режимі холодильної машини (рис. 2.2). Отримана в АБХМ холодна вода насосами подається в попередній теплообмінник ТО1 для охолодження атмосферного повітря перед компресором і стисненого повітря після кінцевого холодильника до температури 15 °С.

Для утилізації теплоти стиснення до компресорної установки підключається чотирисекційний теплообмінник-утилізатор повітря-вода, в якому вода нагрівається до температури 98 °С за рахунок високопотенційної частини тепла стисненого повітря перед надходженням в АБХМ.

Працює схема таким чином. Атмосферне повітря через попередній теплообмінник надходить у чотириступінчастий повітряний поршневий компресор. Після стиснення в першому ступені компресора повітря надходить у теплообмінник-утилізатор де охолоджується до температури 95, близької до температури проміжного теплоносія (горяча вода). Потім повітря надходить у проміжний теплообмінник 1 ступеня де охолоджується водою з градирні до температури всмоктування і далі надходить у наступну ступінь стиснення, після якого знову послідовно охолоджується в теплообміннику-утилізаторі та проміжному теплообміннику. У 4-му ступені стиснене повітря після теплообмінника-утилізатора надходить у кінцевий теплообмінник ТО5.. Проміжний теплоносіє (горяча вода) відводить теплоту стиснення з Т-У в АБХМ і де генерується холод для доохолодження теплоносія (холодної води), яка виконується для охолодження атмосферного повітря у ТО1 перед всмоктуванням у компресор і доохолодження стиснутого повітря у ТО6 перед БКО.

Така схема утилізації тепла дозволяє зменшити теплове навантаження на градирню та викид високопотенційного тепла в навколишнє середовище, зменшити витрати енергії на стиск у поршневому компресорі та збільшити масову подачу повітря в компресорі.



На рис. 2.3 представлена принципова схема абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини, яка виконується для утилізації теплоти стиснення компресорної установки.

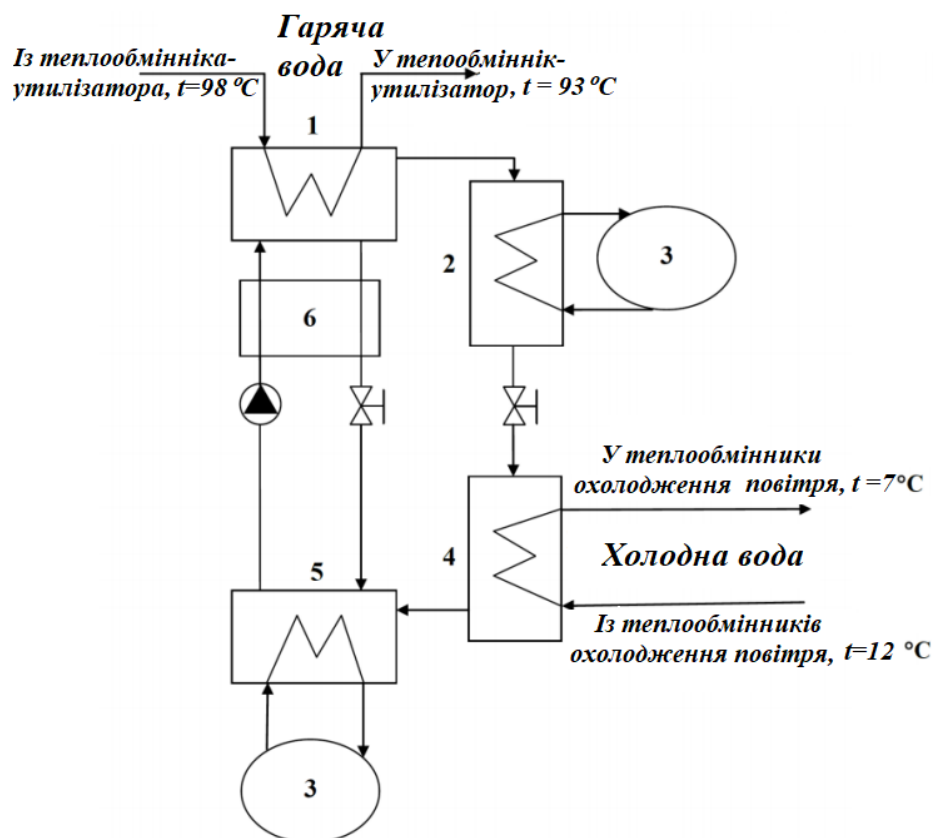


Рис. 2.3. Принципова схема АБХМ: 1 - генератор; 2 – конденсатор; 3 – градирня; 4 – випарник; 5 – абсорбер; 6 – теплообмінник-регенератор.

Для підтримки низького тиску у випарнику та забезпечення безперервності процесу охолодження пари холодоагенту (вода) повинні абсорбуватися (поглинатися) в абсорбері. Для абсорбування водяної пари використовується міцний розчин броміду літію ( $\text{LiBr}$ ), що має високу поглинаючу здатність і надходить з генератора в абсорбер.

У процесі абсорбції водяної пари розчин броміду літію стає слабким. Слабкий розчин  $\text{LiBr}$  за допомогою насоса подається в генератор, де з нього випаровується водяна пара за допомогою теплоти від гарячої води, що надійшла з теплообмінника-утилізатора з температурою  $98\text{ }^{\circ}\text{C}$  і охолоджується до температури  $93\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Водяна пара з генератора надходить у конденсатор для охолодження та конденсації. Потім холодоагент повертається у випарник для відновлення робочого циклу. Для відведення теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари холодоагенту в конденсаторі, і теплоти абсорбції, використовується система оборотного водопостачання з градирнею. Для підвищення енергетичної ефективності циклу охолодження слабкий розчин іде теплообмінник-регенератор для попереднього нагрівання міцним розчином з генератора. Холод, отриманий у випарнику, використовується для попереднього охолодження холодної води до температури 7 °С.

У холодну пору року АБХМ можна експлуатувати в режимі теплового насоса для опалення приміщень

### 2.3. Перевірочний розрахунок поршневого компресора для умов максимальної літньої температури

Вихідні дані

Температура всмоктування повітря у компресор  $t_{в1} = 38\text{ }^{\circ}\text{C} = 311\text{ К}$ .

Тиск всмоктування  $p_1 = 0,1\text{ МПа}$ .

Тиск нагнітання  $p_2 = 7,0\text{ МПа}$ .

Продуктивність компресора  $= 0,267\text{ м}^3/\text{с}$ .

Температура всмоктування повітря у 2 ст.  $t_{в2} = 44\text{ }^{\circ}\text{C} = 317\text{ К}$ .

Температура всмоктування повітря у 3 ст.  $t_{в3} = 44\text{ }^{\circ}\text{C} = 317\text{ К}$ .

Температура всмоктування повітря у 4 ст.  $t_{в4} = 45\text{ }^{\circ}\text{C} = 318\text{ К}$ .

Температура повітря після кінцевого теплообмінника  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Масова витрата повітря на всмоктуванні в компресор  $M_{п} = 0,34\text{ кг/с}$  і залишається постійною для всіх ступенів стиснення.

#### Тепловий розрахунок

1. Оптимальні міжступеньчаті тиски визначимо за графіками. [2]

Тиск нагнітання 1 ступеня  $p_{н1} = 0,32\text{ МПа}$

Тиск нагнітання 2 ступеня  $p_{н2} = 0,92\text{ МПа}$

Тиск нагнітання 3 ступеня  $p_{н3} = 2,62\text{ МПа}$

Тиск нагнітання 4-го ступеня задано  $p_{н4} = 7,0\text{ МПа}$

2. Визначимо ступінь підвищення тиску за ступенями по формулі:

$$\varepsilon_1 = p_{н1}/p_{в1} = 0,32 / 0,1 = 3,2.$$

$$\varepsilon_2 = p_{н2}/p_{н1} = 0,92 / 0,32 = 2,875.$$

$$\varepsilon_3 = p_{н3}/p_{н2} = 2,62 / 0,92 = 2,848.$$

$$\varepsilon_4 = p_{н4}/p_{н3} = 7,0 / 2,62 = 2,672.$$

3. Температури нагнітання за ступенями компресора

$$T_{н1} = T_{в1} \cdot \varepsilon_1^{(k-1)/k} = 311 \cdot 3,2^{0,2857} = 433,6\text{ К} = 161,^{\circ}\text{C},$$

$$\text{де } (k-1)/k = (1,4-1)/1,4 = 0,2857.$$

$$T_{н2} = T_{в2} \cdot \varepsilon_2^{(k-1)/k} = 317 \cdot 2,875^{0,2857} = 428,6\text{ К} = 156\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_{н3} = T_{в3} \cdot \varepsilon_3^{(k-1)/k} = 317 \cdot 2,848^{0,2857} = 427,5\text{ К} = 155\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_{н4} = T_{в4} \cdot \varepsilon_4^{(k-1)/k} = 318 \cdot 2,672^{0,2857} = 421 \text{ K} = 148 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4. Об'ємні витрати повітря за ступенями компресора

$$V_1 = M_n / \rho_1 = 0,34 / 2,57 = 0,132 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_2 = M_n / \rho_2 = 0,34 / 7,44 = 0,0457 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_3 = M_n / \rho_3 = 0,34 / 21,2 = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_4 = M_n / \rho_4 = 0,34 / 56,7 = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $M_n = 0,34 \text{ кг/с}$  – масові витрати повітря у системі;

$\rho_1 = 2,57 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_2 = 7,44 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_3 = 21,2 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_4 = 56,7 \text{ кг/м}^3$  – щільність повітря після кожного ступеня компресора при температурі та тиску нагнітання.

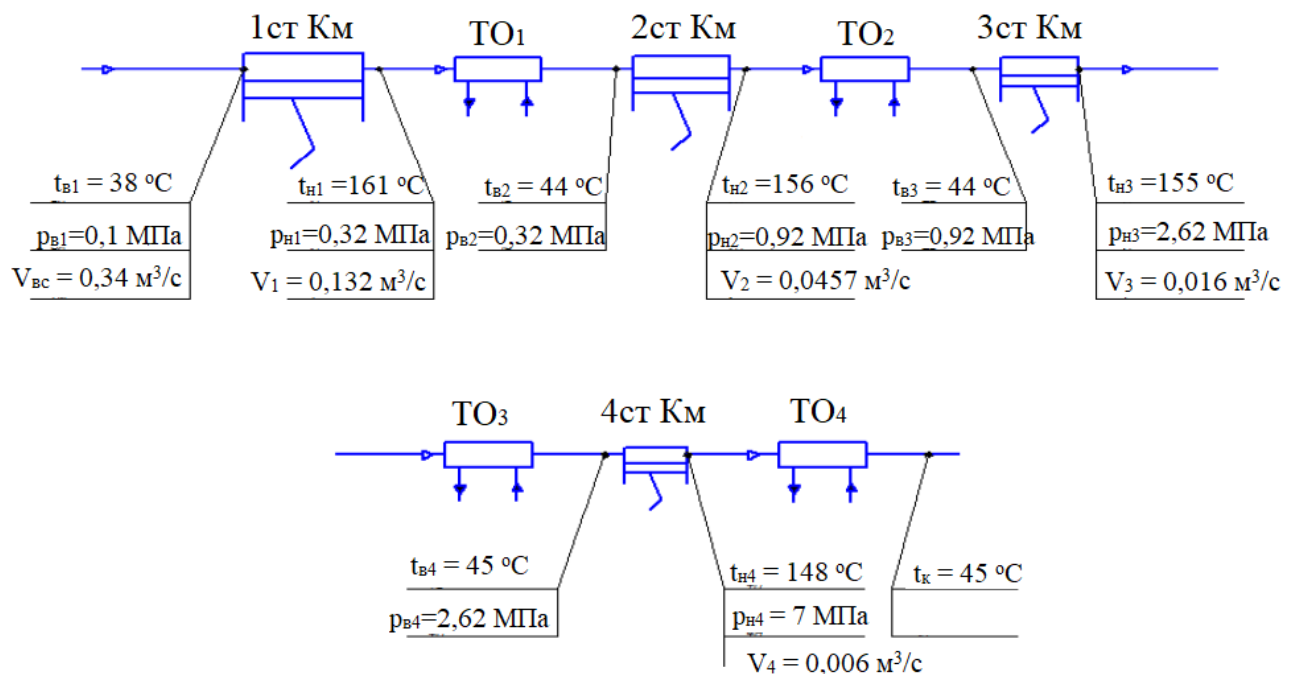


Рис. 2.4. Зміна параметрів повітря у проточній частині поршневої компресорної установки ПРУ

**Визначення кількості високопотенційного тепла компрімування, яке можна використовувати для роботи АБХМ .**

Після кожного ступеня компресора стиснене повітря з температурою нагнітання надходить у теплообмінник-утилізатор де віддає тепло воді, яка входить у котел з температурою  $93 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , нагрівається до температури  $98 \text{ }^{\circ}\text{C}$  та є джерелом гріючого генератора АБХМ. Температура повітря на виході з кожної секції теплообмінника-утилізатора дорівнює  $t_{\text{вих}} = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Таблиця 2.5.

Вихідні дані до розрахунку теплообмінника-утилізатора

| Параметри повітря | $M_{\text{п}}$ , кг/с | $t_{\text{нагн}}$ , °C | $\Delta t_{\text{п}}$ , °C | $t_{\text{ср}}$ , °C | $p$ , МПа | $C_p$ , кДж/(кг·К) |
|-------------------|-----------------------|------------------------|----------------------------|----------------------|-----------|--------------------|
| 1 ступінь         | 0,34                  | 161                    | 66                         | 128,5                | 0,32      | 1,016              |
| 2 ступінь         | 0,34                  | 156                    | 61                         | 125,5                | 0,92      | 1,0195             |
| 3 ступінь         | 0,34                  | 155                    | 60                         | 125                  | 2,62      | 1,034              |
| 4 ступінь         | 0,34                  | 148                    | 53                         | 121,5                | 7,0       | 1,074              |

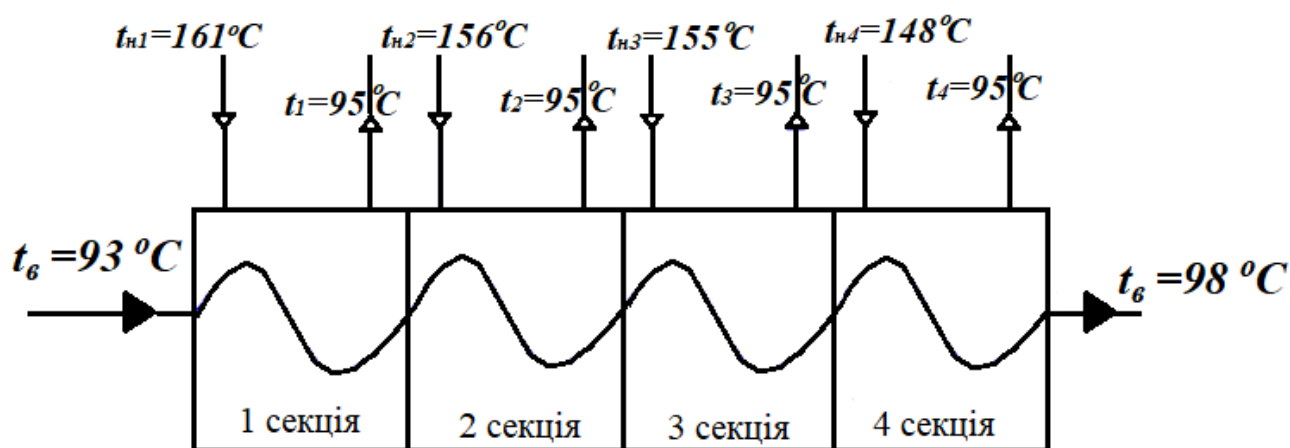


Рис. 2.5. Теплообмінник-утилізатор

Теплове навантаження на 1 секцію теплообмінника-утилізатора

$$Q_1 = M_{\text{п}} \cdot C_{p1} \cdot \Delta t_{\text{п1}} = 0,34 \cdot 1,016 \cdot 66 = 22,8 \text{ кВт.}$$

де  $M_{\text{п}} = 0,34$  кг/с – масова витрата повітря;

$C_{p1} = 1,016$  кДж/(кг·К) – теплоємність повітря при  $t_{\text{ср1}} = 128,5$  °C і тиску  $p_{\text{нагн1}} = 0,32$  МПа;

 $\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{нагн1}} - t_{\text{вих}} = 161 - 95 = 66$  °C зміна температури повітря у 1 секції.

Теплове навантаження на 2 секцію

$$Q_2 = M_{\text{п}} \cdot C_{p2} \cdot \Delta t_{\text{п2}} = 0,34 \cdot 1,02 \cdot 61 = 21,2 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на 3 секцію

$$Q_3 = M_{\text{п}} \cdot C_{p3} \cdot \Delta t_{\text{п3}} = 0,34 \cdot 1,034 \cdot 60 = 21,1 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на 4 секцію

$$Q_4 = M_{\text{п}} \cdot C_{p4} \cdot \Delta t_{\text{п4}} = 0,34 \cdot 1,074 \cdot 66 = 19,4 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на теплообмінник-утилізатор

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 22,8 + 21,2 + 21,1 + 19,4 = 84,5 \text{ кВт.}$$

**Визначення теплового навантаження попереднього теплообмінника ТО1 (рис 2.2)**

Теплообмінник виконаний з оребрених трубок, всередині яких протікає охолоджувальна вода, а міжтрубному просторі охолоджується атмосферне повітря. Вода подається насосом з АБХМ з температурою на вході  $t_{\text{вхH}_2\text{O}} = 7^\circ\text{C}$ , нагрівається на 5 градусів у теплообміннику і повертається назад в АБХМ на доохолодження. Охолоджене повітря з температурою  $+ 15^\circ\text{C}$  поступає на всмоктування у компресор

Кількість тепла, яке необхідно відвести від зовнішнього повітря на всмоктуванні в компресор в попередньому теплообміннику визначимо за формулою:

$$Q_{\text{вс}} = M_{\text{п}} \cdot C_{\text{р}} \cdot \Delta t_{\text{пл}} = 0,34 \cdot 1,005 \cdot 23 = 7,86 \text{ кВт}$$

де  $C_{\text{р}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  теплоємність повітря ,

$\Delta t_{\text{пл}} = 38 - 15 = 23^\circ\text{C}$ . - температурний перепад повітря в теплообміннику.

Об'ємна витрата води, що охолоджує в теплообміннику

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = Q_{\text{вс}} / (\rho \cdot C_{\text{рH}_2\text{O}} \cdot \Delta t_{\text{H}_2\text{O}}) = 7,86 / (999,8 \cdot 4,2 \cdot 5) = 0,000374 \text{ м}^3/\text{с} = 1,35 \text{ м}^3/\text{год},$$

де  $\rho = 999,8 \text{ кг/м}^3$  - щільність води;  $C_{\text{р}} = 4,2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  теплоємність води;  $\Delta t_{\text{H}_2\text{O}} = 5^\circ\text{C}$  підігрів води у теплообміннику.

**Визначення теплового навантаження теплообмінника ТО6 (рис. 2.2) для охолодження повітря перед блоком комплексного очищення**

Кількість тепла, яке необхідно відвести від стисненого повітря перед БКО, визначимо за формулою:

$$Q_{\text{БКО}} = M_{\text{п}} \cdot C_{\text{р}} \cdot \Delta t_{\text{пб}} = 0,34 \cdot 1,005 \cdot 30 = 10,25 \text{ кВт},$$

де  $\Delta t_{\text{пб}} = t_{\text{вх}\cdot\text{пб}} - t_{\text{вих}\cdot\text{пб}} = 45 - 15 = 30^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{вх}\cdot\text{пб}} = 45^\circ\text{C}$  температура повітря на вході у теплообмінник;

$t_{\text{вих}\cdot\text{пб}} = 15^\circ\text{C}$  температура повітря на виході з теплообмінника.

Об'ємна витрата води, що охолоджує в теплообміннику

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = Q_{\text{БКО}} / (\rho \cdot C_{\text{рH}_2\text{O}} \cdot \Delta t_{\text{H}_2\text{O}}) = 10,25 / (999,8 \cdot 4,2 \cdot 5) = 0,000488 \text{ м}^3/\text{с} = 1,76 \text{ м}^3/\text{год}.$$

## 2.4. Перевірочний тепловий розрахунок АБХМ

Вихідні дані:

Теплове навантаження на котел-утилізатор  $Q_{кот} = 84,5$  кВт.

Температура води, що охолоджує  $t_w = 35$  °С.

Температура джерела, що гріє  $t_h = 98$  °С.

Температура об'єкта, що охолоджується,  $t_3 = 7$  °С.

Температура води, що охолоджує, дорівнює найвищій температурі охолоджуючої води, що виходить з градирні для Південного регіону України

### Розрахунок

Дійсне теплове навантаження на генератор

$$Q_h = \eta \cdot Q_{кот} = 0,9 \cdot 84,5 = 76 \text{ кВт.}$$

де  $\eta = 0,9$  - коефіцієнт, що враховує втрати при переході тепла від котла до генератора.

Найбільша температура в кінці процесу кипіння розчину в генераторі:

$$t_4 = t_h - \Delta t_h = 98 - 10 = 88 \text{ °С,}$$

де  $\Delta t_h = 10$  °С - різниця температур між гріючим середовищем і киплячим розчином

Температура конденсації водяної пари

$$t_k = t_w + \Delta t_w = 35 + 8 = 43 \text{ °С,}$$

де  $\Delta t_w = 8$  °С - різниця температур між охолоджуючим середовищем і температурою конденсації

Тиск конденсації пари

$$p_h = p_k = 6,2 \text{ кПа.}$$

Температура розчину наприкінці процесу адсорбції

$$t_2 = t_w + \Delta t_a = 35 + 8 = 43 \text{ °С,}$$

$\Delta t_a = 8$  °С - різниця температур в адсорбері .

Температура випаровування

$$t_o = t_3 - \Delta t_3 = 7 - 3 = 4 \text{ °С,}$$

де  $\Delta t_3 = 3$  °С - різниця температур в випарни.

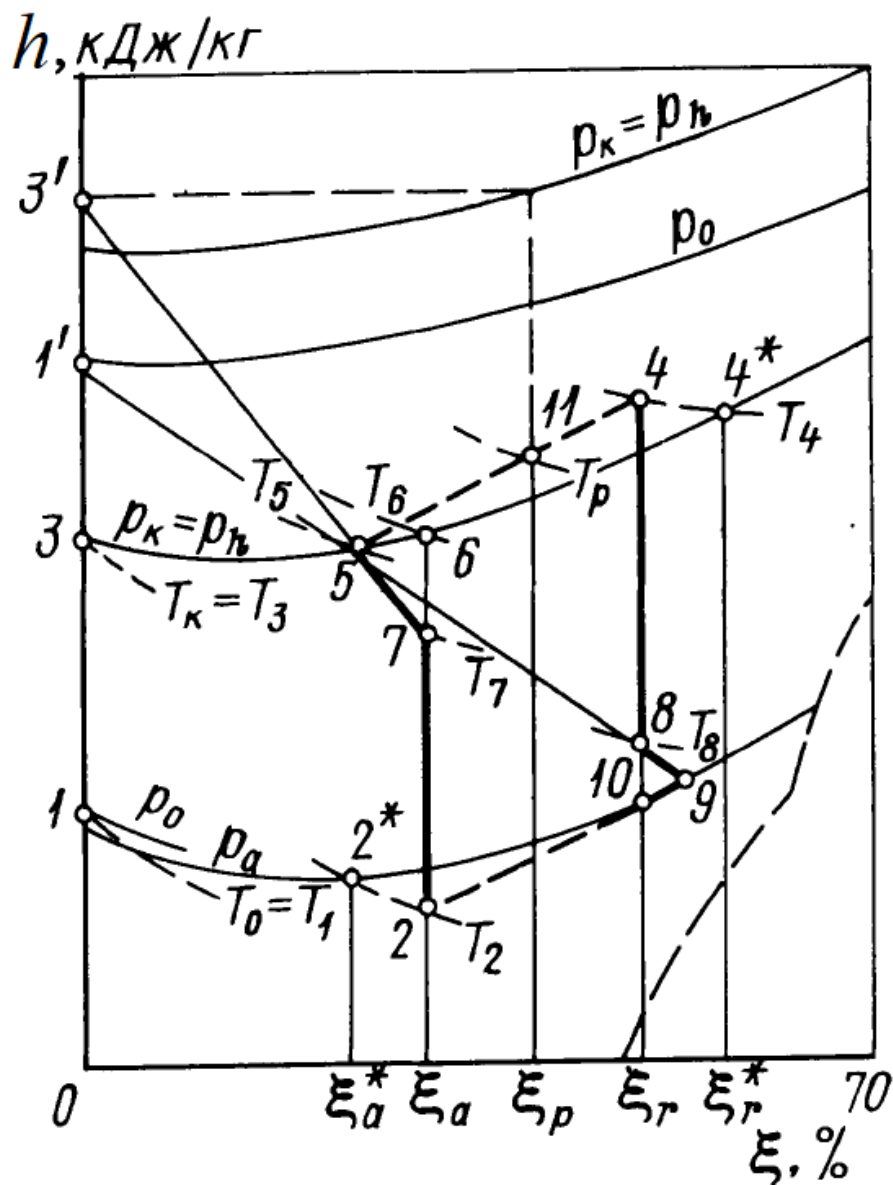


Рис. 2.6. Робочі процеси бромистолітєвої холодильної машини: 2-7 - нагрівання слабкого розчину в теплообміннику розчинів; 7-5 - адіабатно-ізобарна десорбція пари робочої речовини; 5-4 - кипіння розчину в генераторі при суміщеному тепломасопереносі; 4-8 - охолодження міцного розчину теплообміннику розчинів; 8-9 - адіабатно-ізобарна абсорбція пари робочої речовини; 9-2 - абсорбція пари робочої речовини при поєднаному тепломасопереносі в абсорбері; 3'-3 - відведення теплоти перегріву та конденсація пари робочої речовини в конденсатор; 1-1' - кипіння робочої речовини у випарнику.

Тиск пари в адсорбері

$$p_a = p_o - \Sigma_{\Delta p} = 0,83 - 0,133 = 0,697 \text{ кПа},$$



де  $p_o = 0,83$  кПа тиск пари у випарнику;

$\Sigma_{4p} = 0,133$  кПа – сумарні гідравлічні опори на всіх ділянках руху пари з випарника в адсорбер.

Теоретичне значення концентрації міцного та слабкого розчину

$$\xi_r^* = 61,5\%, \quad \xi_a^* = 56,5\%.$$

Справжнє значення концентрації міцного розчину з урахуванням недовипарювання

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r = 61,5 - 0,7 = 60,8\%,$$

де  $\xi_r^* = 61,5\%$  - теоретичне значення концентрації міцного розчину;

$\Delta\xi_r = 0,7$  - різниця концентрації при недовипаровуванні.

Справжнє значення концентрації слабкого розчину з урахуванням недонасичення

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = 56,5 + 0,5 = 57\%,$$

де  $\xi_a^* = 56,5\%$  - теоретичне значення концентрації слабкого розчину;

$\Delta\xi_a = 0,5\%$  - різниця концентрації при недонасиченні.

Температура міцного розчину на виході з теплообмінника

$$t_8 = t_2 + \Delta t_p = 43 + 15 = 58^\circ\text{C},$$

де -  $t_2 = 43^\circ\text{C}$  - температура слабкого розчину наприкінці процесу адсорбції;

$\Delta t_p = 15^\circ\text{C}$  - різниця температур на холодному боці теплообмінника

Кратність циркуляції розчину

$$f = \xi_r / (\xi_r - \xi_a) = 60,8 / (60,8 - 57) = 16,$$

де  $\xi_r = 60,8\%$  - справжнє значення концентрації міцного розчину з урахуванням недовипарювання;

$\xi_a = 57\%$  - справжнє значення концентрації слабкого розчину з урахуванням недонасичення.

Питома теплота, яка відведена у теплообміннику

$$q_T = (f - 1) \cdot (h_4 - h_8) = (16 - 1) \cdot (363,5 - 200) = 2453 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія слабкого розчину після теплообмінника

$$h_7 = h_2 + q_T / f = 180 + 2453 / 16 = 333 \text{ кДж/кг,}$$

де  $h_2 = 180$  кДж/кг - ентальпія слабкого розчину наприкінці процесу адсорбції.

Середні значення параметрів

$$T_{cp} = 340 \quad t_{cp} = (t_w + t_h)/2 = (35 + 98)/2 = 43 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Питоме теплове навантаження генератора

$$q_h = h_{3'} + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_7 = 3070 + (16 - 1) \cdot 397 - 16 \cdot 333 = 3697 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження випарника

$$q_o = h_{1'} - h_1 = 3010 - 430 = 2580 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження конденсатора

$$q_k = h_{3'} - h_3 = 3070 - 520 = 2550 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження адсорбера

$$q_a = h_{1'} + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_2 = 3010 + (16 - 1) \cdot 240 - 16 \cdot 180 = 3726 \text{ кДж/кг}$$

Тепловий баланс машини

$$q_h + q_o = q_k + q_a,$$

$$3697 + 2580 = 2550 + 3726, \text{ або } 6277 \approx 6276.$$

Втрати холодоагенту

$$D = Q_h / q_h = 76 / 3697 = 0,0206 \text{ кг/с}.$$

Холодопродуктивність машини

$$Q_o = D \cdot q_o = 0,0206 \cdot 2580 = 53,1 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження конденсатора

$$Q_k = D \cdot q_k = 0,0206 \cdot 2550 = 52,5 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження адсорбера

$$Q_a = D \cdot q_a = 0,0206 \cdot 3726 = 76,8 \text{ кВт}.$$

Рівняння теплового балансу машини

$$Q_h + Q_o = Q_k + Q_a,$$

$$76 + 53,1 = 52,5 + 76,8, \text{ або } 129,1 \approx 129,3.$$

Тепловий коефіцієнт

$$\zeta = Q_o / Q_h = 53,1 / 76 = 0,7.$$

В результаті перевірного розрахунку було визначено теплові навантаження на основні апарати АБХМ – генератор, конденсатор, випарник та абсорбер. Це дозволяє підібрати за каталогом фірми "BROAD" [14] АБХМ.

У таблиці 2 наведено характеристики моделей ВСТ-23 та ВСТ-70, які можна використовувати для утилізації теплоти стиснення повітря в компресорі ПРУ.

Таблиця 2.6.

Технічні характеристики АБХМ "BROAD"

| Модель                                   | ВСТ-23 | ВСТ-70 |
|------------------------------------------|--------|--------|
| Холодопродуктивність, кВт                | 23     | 70     |
| Теплопродуктивність, кВт                 | 23     | 70     |
| Охолоджена вода вихід/вхід, °С           | 7/14   | 7/14   |
| Витрати води, м <sup>3</sup> /год        | 2,9    | 8,6    |
| Електроспоживання (охолодження), кВт     | 1,8    | 5,2    |
| Електроспоживання (нагрівання), кВт      | 0,7    | 1,7    |
| Вода на охолодження, м <sup>3</sup> /год | 0,06   | 0,18   |

Утилізація 76 кВт тепла стиснення дозволяє отримати в АБХМ холодопродуктивність 53 кВт і забезпечити ефективну роботу як поршневого компресора, так і всієї повітророздільної установки в цілому.

## 2.5. Дослідження характеристик поршневого компресора при утилізації теплоти стиснення при використанні АБХМ

Визначимо залежність питомих витрат енергії від температури повітря на всмоктуванні компресора.

Як еталонний процес стиснення прийнятий адіабатний, так як у розрахунках приймається, що теплообмін у процесі стиснення відсутня, і охолодження газу відбувається тільки в газоохолоджувачах. Ступінь підвищення тиску відома для всіх ступенів компресора відома (см. розд. 2.3) Так як повітря приймається як двоатомний газ, то показник адіабати його приймається 1,4.

Об'ємну витрату повітря на всмоктуванні у компресор при максимальній літній температурі визначимо за формулою:

$$V_{el}^{38} = M_n^{38} / \rho_{el}^{38} = 0,34 / 1,119 = 0,3038 \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $\rho_{el}^{38} = 1,119 \text{ кг/м}^3$  – щільність атмосферного повітря при  $t_{bl} = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$M_n^{38} = 0,34 \text{ кг/с}$  – масова витрата повітря  $t_{bl} = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При охолодженні атмосферного повітря в літній час до  $+15 \text{ }^\circ\text{C}$  за допомогою АБХМ масова витрата повітря складе:

$$M_n^{15} = V_{el}^{38} \cdot \rho_{el}^{15} = 0,3038 \cdot 1,209 = 0,3673 \text{ кг/с},$$

де  $\rho_{el}^{15} = 1,209 \text{ кг/м}^3$  – щільність атмосферного повітря при  $t_{bl} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Відносне збільшення масової витрати повітря склало:

$$\Delta M_n = 100\% \cdot (M_n^{15} - M_n^{38}) / M_n^{38} = 100\% \cdot (0,3673 - 0,34) / 0,34 = 8,03 \text{ } \%$$

Розрахунки для температур всмоктування в інтервалі  $+10 \dots + 38 \text{ }^\circ\text{C}$  зведемо до таблиці 2.7.

Таблиця 2.7.

Залежність масової витрати повітря від температури всмоктування

| $t_{el}, \text{ }^\circ\text{C}$ | 10    | 15     | 20     | 25     | 30     | 35     | 38    |
|----------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| $\rho_{el}, \text{ кг/м}^3$      | 1,231 | 1,209  | 1,189  | 1,169  | 1,149  | 1,131  | 1,119 |
| $M_n,$                           | 0,374 | 0,3673 | 0,3603 | 0,3551 | 0,3491 | 0,3436 | 0,34  |
| $\Delta M_n, \text{ } \%$        | 10,0  | 8,03   | 6,0    | 4,5    | 2,7    | 1      | -     |

Питома робота стиснення у ступені компресора розраховується за такою формулою [1]:

$$l_i = (1/\eta_o) \cdot k/(k-1) \cdot R \cdot T_{всi} \cdot (\varepsilon_i^{(k-1)/k} - 1), \quad (*)$$

де  $\eta_o$  - внутрішній ізоентропний ККД компресора, приймаємо  $\eta_o = 0,6$ ;

$k=1,4$  показник адіабати для повітря;

$$k/(k-1) = 1,4/(1,4-1) = 3,5; \quad (k-1)/k = (1,4-1)/1,4 = 0,2857.$$

$R=287$  Дж/(кг·К) питома газова постійна для повітря.

Для 1 ступеня:

-всмоктування повітря у компресор при максимальній літньої температури  $+38^\circ\text{C}$ :

$$l_I = (1/0,6) \cdot 3,5 \cdot 287 \cdot 311 \cdot (3,2^{0,2857} - 1) = 205,2 \text{ кДж/кг},$$

-всмоктування повітря у компресор при охолодженні його до температури  $+15^\circ\text{C}$ :

$$l_I' = (1/0,6) \cdot 3,5 \cdot 287 \cdot 288 \cdot (3,2^{0,2857} - 1) = 190,05 \text{ кДж/кг}$$

Відносне зменшення питомої роботи стиснення у 1 ступені

$$\Delta l_I = 100\% \cdot (205,2 - 190,1)/205,2 = 7,4 \, \%.$$

Сумарне теплове навантаження теплообмінників для охолодження повітря на вході в компресор  $Q_{вс1}$  та стиснутого повітря на вході до БКО  $Q_{БКО}$  складе:

$$\Sigma Q = Q_{вс1} + Q_{БКО} = 7,86 + 10,25 = 19,11 \text{ кВт},$$

де  $Q_{вс1} = 7,86$  кВт;  $Q_{БКО} = 10,25$  кВт.

Холодопродуктивність АБХМ ВСТ-70 становить 53,1 кВт. Вона забезпечує охолодження атмосферного повітря на всмоктуванні в компресор і стиснутого повітря перед БКО. Надлишок холодопровідності у вигляді охолодженої води з температурою  $7^\circ\text{C}$  можна використовувати для інших потреб ПРУ.

Розглянемо можливість використовувати холод АБХМ для доохолодження повітря після проміжних теплообмінників на всмоктуванні у другий, третій та четвертий ступені компресора температури  $20^\circ\text{C}$ .

Теплове навантаження теплообмінника: перед 2 ступенем складе:

$$Q_{вс2} = M_n \cdot C_{p2} \cdot \Delta t_{n2} = 0,34 \cdot 1,01 \cdot 24 = 8,24 \text{ кВт},$$

де  $M_n = 0,34$  кг/с – масова витрата повітря;  $C_{p2} = 1,01$  кДж/(кг·К) – теплоємність повітря при  $t_{cp2} = 32$  °С і тиску  $p_{вс2} = 0,32$  МПа;

$$\Delta t_{n2} = t_{вх2} - t_{вих2} = 44 - 20 = 24$$
 °С;

- перед 3 ступенем складе:

$$Q_{вс3} = M_n \cdot C_{p3} \cdot \Delta t_{n3} = 0,34 \cdot 1,019 \cdot 24 = 8,32$$
 кВт,

де  $M_n = 0,34$  кг/с – масова витрата повітря;  $C_{p2} = 1,019$  кДж/(кг·К) – теплоємність повітря при  $t_{cp3} = 32$  °С і тиску  $t_{вс3} = 0,92$  МПа;

$$\Delta t_{n3} = t_{вх3} - t_{вих3} = 44 - 20 = 24$$
 °С.

- перед 4 ступенем складе:

$$Q_{вс4} = M_n \cdot C_{p4} \cdot \Delta t_{n4} = 0,34 \cdot 1,045 \cdot 25 = 8,88$$
 кВт,

де  $M_n = 0,34$  кг/с – масова витрата повітря;  $C_{p2} = 1,045$  кДж/(кг·К) – теплоємність повітря при  $t_{cp4} = 32$  °С і тиску  $t_{вс4} = 2,62$  МПа;

$$\Delta t_{n4} = t_{вх4} - t_{вих4} = 45 - 20 = 25$$
 °С.

Сумарне теплове навантаження теплообмінників для охолодження повітря

$$\Sigma Q = Q_{вс1} + Q_{БКО} + Q_{вс2} + Q_{вс3} + Q_{вс4} = 19,11 + 8,24 + 8,32 + 8,88 = 44,6$$
 кВт.

Теплове навантаження теплообмінників на 19% менше холодопродуктивності АБХМ.

За формулою (\*) розрахуем питому роботу стиснення у всіх ступенях компресора в режимі максимальної літньої температури без доохолодження на всмоктуванні та при доохолодженні. Результати розрахунку зведемо до таблиці 2.

Таблиця 2.8.

Розрахунок питомої роботи стиснення

|                    | $T_{вс}, K$<br>без доох. | $T'_{вс}, K$<br>з доох. | $\varepsilon$ | $l,$<br>кДж/кг | $l',$<br>кДж/кг | $\Delta l, \%$ |
|--------------------|--------------------------|-------------------------|---------------|----------------|-----------------|----------------|
| 1 ступень          | 311                      | 288                     | 3,2           | 205,2          | 190,1           | 7,4            |
| 2 ступень          | 317                      | 293                     | 2,88          | 187,3          | 173,1           | 7,6            |
| 3 ступень          | 317                      | 293                     | 2,85          | 185            | 171             | 7,6            |
| 4 ступень          | 318                      | 293                     | 2,67          | 103,1          | 95              | 7,9            |
| $\Sigma$ компресор |                          |                         |               | 680,6          | 629,3           | 7,54           |

На рис. 2.7 та 2.8 представлені у вигляді графіків результати розрахунків щодо визначення залежності масової витрати атмосферного повітря на всмоктуванні поршневий компресор від температури всмоктування.

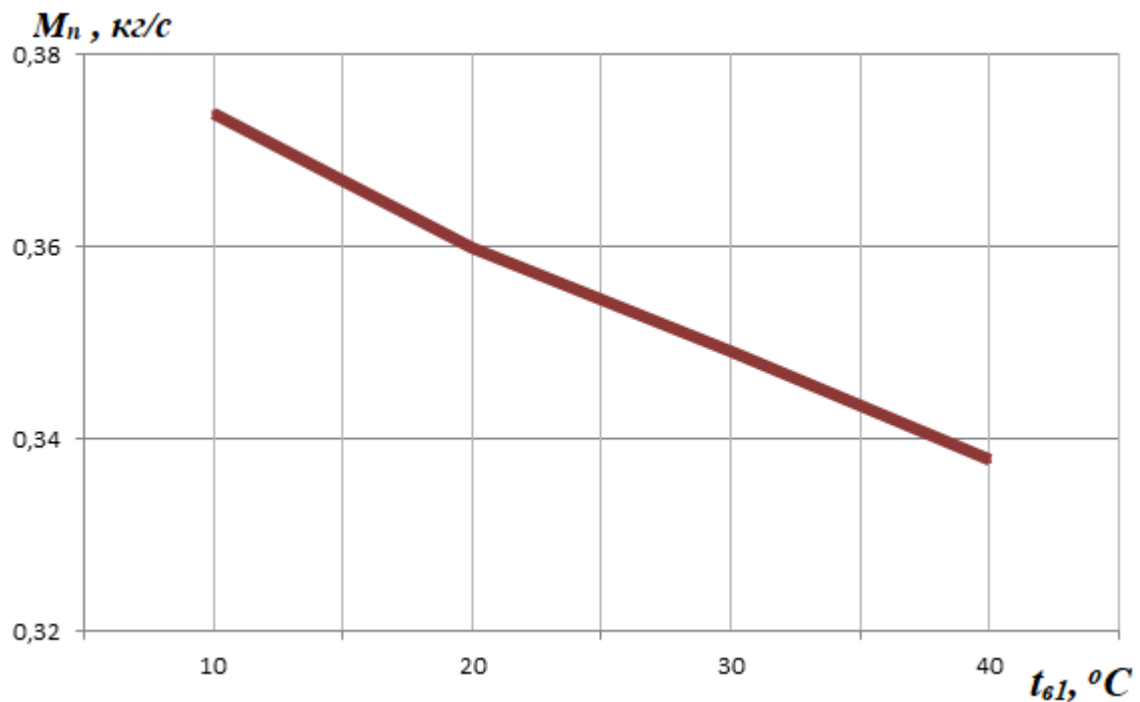


Рис. 2.7. Залежність масової витрати повітря від температури на всмоктуванні у компресор

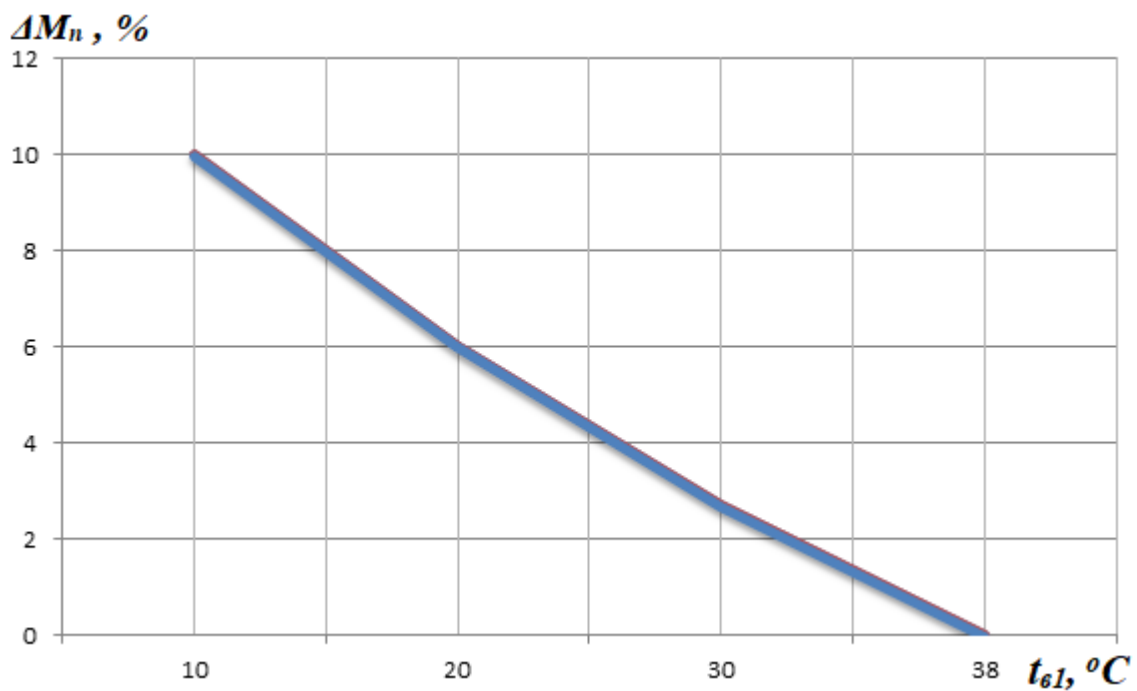


Рис. 2.8. Залежність відносної масової витрати повітря від температури на всмоктуванні у компресор

У літній період при температурі атмосферного повітря  $t_n = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$  об'єм всмоктуваного повітря залишається постійним, але зменшення щільності повітря на всмоктуванні призводить до зниження масової подачі компресора в порівнянні з проектним режимом коли  $t_n = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Одночасно збільшується на 18% температура на нагнітанні та питомі витрати енергії на стиск повітря у 1 ступеня компресора.

З графика на рис. 2.7 слід, що охолодження атмосферного повітря з допомогою холоду АБХМ на всмоктуванні з  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  збільшує масову витрату повітря з  $0,34\text{ кг/с}$  до  $0,374\text{ кг/сб}$  або на 8% (рис.2.8). Зменшується у 1 ступені компресора на 7,4 % питома робота стиснення та температура на нагнітанні.

Доохолодження сжатого повітря на всмоктуванні у кожен ступень дозволяє зменшити витрати енергії на стиск у компресорі на 7,54 %.

Таким чином використання АБХМ для утилізації теплоти стиснення у поршневого компресорі ПРУ АК-0,6 дозволяє підвищити масові витрати атмосферного повітря на всмоктуванні у компресор, зменшити енерговитрати та теплові втрати компресорної установки в літню пору за рахунок підтримки температури повітря на всмоктуванні в компресор, доладження стисненого повітря на всмоктуванні у другу, третю та четверту ступені а стабілізація температури стисненого повітря перед блоком комплексу очищення на рівні  $10-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  дозволяє підвищити чистоту продуктів поділу повітря.



### РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

**Повітря** – природна суміш газів, з яких складається атмосфера, тобто повітряна оболонка планети. Основними компонентами сухого повітря є азот (78,09% за об'ємом) і кисень (20,95%), а також невелика кількість вуглекислого газу, водню та інших газів. Вміст водяної пари у повітрі постійно змінюється (від 0,2 до 3 %) залежно від її агрегатного стану. Повітря містить також тверді й рідкі домішки (аерозолі). Від їх кількості та різновиду залежать процеси поглинання і розсіювання радіації, виникнення окремих оптичних явищ в атмосфері тощо. Вуглекислий газ є фізіологічним регулятором дихального центру людини і тварин. Концентрація вуглекислого газу у повітрі закритих приміщень, яка зростає одночасно із збільшенням вмісту пилу, мікроорганізмів тощо, є основним показником забруднення повітря.

Головними складовими частинами повітря (недалеко від земної поверхні) є азот — 78,08 % об'єму, кисень — 20,96 % об'єму і інертні гази — 0,94 % об'єму, у тому числі аргон — близько 0,9 % об'єму. Кількість цих газів у повітрі не змінюється, тому їх називають постійними складовими частинами повітря.

До складу повітря входять також: діоксид вуглецю  $\text{CO}_2$  (вуглекислий газ) — близько 0,03 % об'єму і водяна пара 0,1—2,8 % об'єму. Однак їхня кількість залежно від умов може сильно змінюватись, тому їх називають змінними складовими частинами повітря.

Крім того, в повітрі можуть бути різні випадкові домішки, наприклад водень  $\text{H}_2$ , аміак  $\text{NH}_3$ , озон  $\text{O}_3$ , сірководень  $\text{H}_2\text{S}$ , метан  $\text{CH}_4$ , діоксид сірки  $\text{SO}_2$  (сульфітний ангідрид) та інші гази, які потрапляють у повітря внаслідок гниття органічних залишків, виверження вулканів, роботи хімічних заводів тощо. Серед випадкових домішок у повітрі також нерідко зустрічаються найдрібніші частинки сажі і мінеральних речовин, а також різні мікроорганізми.

#### **Фізичні властивості повітря.**

Очищене від сторонніх домішок, водяної пари і вуглекислого газу повітря зовсім безбарвне і прозоре. Воно не має ні запаху, ні смаку.

Маса 1 дм<sup>3</sup> повітря за температури 0 °С та атмосферного тиску 760 мм. рт. ст. дорівнює 1,293 г. Звідси виходить, що його середня молярна маса  $22,4 \text{ дм}^3/\text{моль} \cdot 1,293 \text{ г/дм}^3 = 28,96 \text{ г/моль}$ .

Повітря утворює газову оболонку навколо земної кулі товщиною понад 1000 км. Із збільшенням висоти розрідженість повітря безперервно збільшується, а тиск весь час зменшується. Склад повітря на різних висотах теж змінюється. При температурі  $-140,7^\circ\text{C}$  і тиску близько 4 МПа повітря скраплюється в безбарвну легко рухливу рідину з густиною  $0,9 \text{ г/см}^3$ . Незважаючи на дуже низьку температуру кипіння (близько  $-192^\circ\text{C}$  при звичайному тиску) рідке повітря можна тривалий час зберігати у відкритих спеціальних посудинах з подвійними стінками, між якими утворено вакуум (відкачано повітря). У таких посудинах рідке повітря випаровується дуже повільно.

При температурі зрідженого повітря різко змінюються властивості речовин. Так, спирт і ефір перетворюються в тверді речовини. Твердими речовинами стають також хлор, сірководень, вуглекислий газ і аміак. Ртуть перетворюється в ковкий метал, а гума стає такою крихкою, що при ударі розсипається на дрібненькі шматочки.

При обережному кип'ятінні зрідженого повітря його складові частини випаровуються нерівномірно. Спершу випаровується майже чистий азот ( $t_{\text{кип}} = -196^\circ\text{C}$ ), а потім аргон ( $t_{\text{кип}} = -186^\circ\text{C}$ ). В результаті залишається майже чистий кисень ( $t_{\text{кип}} = -183^\circ\text{C}$ ). На цьому ґрунтується застосування рідкого повітря в техніці для добування азоту, кисню і аргону.

### **Безпека експлуатації компресорних установок**

Безпека експлуатації компресорних установок досягається ретельною регламентацією застосовуваних змащувальних матеріалів, застосуванням систем охолодження та очищення. Змащування механізмів (крім робочих циліндрів) здійснюється звичайними мастилами. При цьому повинна бути виключена можливість проникнення мастила, з картерного простору в циліндри, та газів, що стискаються, в картерний простір. Перед пуском

компресорів перевіряють наявність мастила. При високих тисках використовують термічно стійкі, добре очищені мастила, здатні протистояти окислювальній дії гарячого повітря.

Змащування циліндрів повітряних компресорів лімітується: 1 г мастила на кожні 400 мм<sup>2</sup> змащованої поверхні горизонтальних та вертикальних компресорів 500 мм<sup>2</sup>.

Системи охолодження компресорів поділяються на водяні та повітряні. Повітряне охолодження використовується в компресорах низького тиску малої продуктивності, а також у компресорах холодильних установок. Водяне охолодження використовується в компресорах високого тиску. Системи водяного охолодження вмикаються до пуску компресора і використовують сигналізацію та блокувальний пристрій для вимкнення компресора при перевищенні температури води вище допустимої.

З метою попередження гідравлічних ударів передбачене відведення сконденсованої рідини з холодильника та контроль відносної вологості повітря, котре засмоктується в компресор (не вище 60%). Для уникнення іскроутворення внаслідок виникнення розрядів статичної електрики компресори заземлюють. Виключення місцевих перегрівань та вибухів, що їх супроводжують, досягається періодичним очищенням від нагару внутрішніх частин компресора 2—3%-ним розчином сульфатного або мильного розчину.

Повітряні компресорні установки продуктивністю понад 20 м<sup>3</sup>/хв. повинні розташовуватись в окремих або прибудованих приміщеннях висотою не менше 4 м, збудованих з вогнетривких матеріалів з легкоскридним перекриттям. Акумулятори та ресивери необхідно розташовувати поза виробничим приміщенням.

### **Правила безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском**

Посудина, що працює під тиском - герметично закрита ємність, призначена для проведення хімічних і теплових процесів.

Найчастішими причинами аварій і вибухів посудин, що працюють під тиском, є перевищення гранично допустимого тиску, порушення

температурного режиму, втрата посудиною механічної міцності, порушення технологічного режиму роботи, недостатня кваліфікація обслуговуючого персоналу та відсутність необхідного технологічного нагляду.

Будь-які посудини, що працюють під тиском, виготовляють на підприємствах, маючих в своєму розпорядженні відповідну технічну базу і мають дозвіл інспекції Держтехнагляду на їх виготовлення.

Всі посудини, що працюють під тиском, до їх пуску в роботу повинні бути зареєстровані в органах Держтехнагляду.

Посудини, що працюють під тиском, повинні піддаватися гідравлічним випробовуванням.

Запобіжний клапан — гідроклапан, призначений для захисту від механічного руйнування обладнання і трубопроводів надлишковим тиском, шляхом автоматичного випуску надлишку рідкого, паро- чи газоподібного середовища з систем і посудин з тиском, що перевищив встановлене значення. Клапан також повинен забезпечувати припинення скидання середовища при відновленні робочого тиску. Запобіжний клапан є арматурою прямої дії, що працює безпосередньо від робочого середовища, поряд з більшістю конструкцій захисної арматури і регуляторами тиску прямої дії.

Небезпечний надлишковий тиск може виникнути в системі як в результаті сторонніх чинників (неправильна робота обладнання, передача тепла від сторонніх джерел, неправильно зібрана тепломеханічна схема і т.д.), так і в результаті внутрішніх фізичних процесів, зумовлених певною вихідною подією, не передбаченою при нормальній експлуатації. Запобіжні клапани встановлюються скрізь, де це може статися, але особливо вони важливі в сфері експлуатації промислових та побутових об'єктів, що працюють під тиском.

Існують і інші види запобіжної арматури, але клапани є найпоширенішими через простоту своєї конструкції, легкості налаштування, розмаїття видів, розмірів і конструктивних виконань.

Головною і найбільш відповідальною вимогою, яка ставиться до запобіжних клапанів, є висока надійність, що включає в себе:

- безвідмовне і своєчасне відкриття клапана при заданому перевищенні робочого тиску в системі;
- забезпечення клапаном необхідної пропускної здатності у відкритому положенні;
- здійснення своєчасної зворотної посадки (закриття) з необхідним ступенем герметичності при заданій величині падіння тиску в системі після аварійного спрацьовування і збереження встановленого рівня герметичності при подальшому зростанні тиску до величини робочого;
- забезпечення стабільності роботи, тобто збереження протягом усього терміну експлуатації і заданого числа циклів спрацьовування параметрів налаштування, і необхідного рівня герметичності запірного органу при робочому тиску.

Запобіжні клапани підлягають періодичній перевірці в спеціалізованій організації або випробуванню в дії. Всі клапани повинні бути випробувані на міцність, щільність, а також герметичність сальникових з'єднань і ущільнювальних поверхонь.

### **Розрахунок запобіжного клапана**

В системі з підвищеним тиском для безпеки встановлюються запобіжні клапани.

Кількість запобіжних клапанів, їх розміри і пропускну здатність розраховують з умови, щоб у посудині тиск не міг перевищити робочий більш ніж на 0,05 МПа для судин з робочим тиском до 0,3 МПа включно, на 15% для судин з робочим тиском від 0,3 до 0,6 МПа і на 10% для судин з робочим тиском понад 0,6 МПа. Не рідше одного разу на 12 місяців запобіжні клапани перевіряють на стенді на спрацьовування з наступним пломбуванням.

Робоче середовище, що виходить з запобіжного клапана, відводиться в безпечне місце.

Проведемо розрахунок запобіжного клапана нашої установки.

Розрахуємо запобіжний клапан, встановлений на лінії високого тиску.

Вихідні дані:

- Витрата повітря  $m_1 = 0.008 \text{ кг/с}$ .

- Граничний тиск в лінії нагнітання  $P_1 = 0,58 \text{ МПа}$ ;  $P_{II}=3.17 \text{ МПа}$ ;  $P_{III}=15 \text{ МПа}$ .

- Атмосферний тиск  $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$ .

- Щільність повітря  $\rho_I = 1.19 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{II}=2.85 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{III}=13.1 \text{ кг/м}^3$ .

- Коефіцієнт витрати  $\mu = 0,75$ .

- Коефіцієнт відношення  $P_2/P_1$ :  $B = 0,472$ .

Площа перерізу клапана визначаємо за формулою:

$$S_{\text{кл}} = \frac{m}{\mu * B * \sqrt{2 * \rho * (P_1 - P_2)}} = \frac{0,008}{0,75 * 0,472 * \sqrt{2 * 13,1 * (15 - 0,1) * 10^6}} = 1,14 * 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Діаметр прохідного перерізу клапана:

$$d = \sqrt{\frac{S_{\text{кл}}}{0,785}} = \sqrt{\frac{1,14 * 10^{-6}}{0,785}} = 0,0012 \text{ м}.$$

Вибираємо запобіжний клапан з  $d_y = 2 \text{ мм}$

### Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинністю ураження - небезпека виявляється, коли людина вже вражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на частку поразок електричним током припадає на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60%; більша частина поразок (до 80%) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110 - 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм чинить термічний (опіки), електролітичний (електроліз) і біологічний вплив. Розрізняють також механічні пошкодження від впливу електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликаючи як місцеве ураження

тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види уражень електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравма) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являються напруги, достатні для ураження людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечні напруги не тільки на самому обладнанні, а й біля нього, розтікаючись з основ і фундаментів.

Захист від ураження електричним струмом та возгоряння можна здійснювати захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напруги дотику і кроку) або зануленням (відключають обладнання і знижують напруги дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Розглянемо захисне заземлення і проведемо розрахунок системи штучного заземлення.

Головне призначення захисного заземлення - понизити потенціал на корпусі електрообладнання до безпечної величини.

Захисним заземленням називається навмисне електричне з'єднання з землею металевих нетокопроводячих частин, які можуть опинитися під напругою. Корпуси електричних машин, трансформаторів, світильників, апаратів і інші металеві нетоковедучі частини можуть опинитися під напругою при замиканні їх струмоведучих частин на корпус. Якщо корпус при цьому не має контакту із землею, дотик до нього так само небезпечний, як і дотик до фази. Таким чином, безпека забезпечується шляхом заземлення корпусу заземлювачем, маючим малий опір заземлення та малий коефіцієнт напруги дотику.

### **Розрахунок системи штучного заземлення**

В установках напругою до 1000 В опір системи заземлення повинен бути менше або рівним 4 Ом.

Визначимо розрахункове значення опору ґрунту:

$$\rho_{расч} = \rho_{гр} \cdot \psi = 45 \cdot 1,5 = 67,5 \text{ Ом} \cdot \text{м.}$$

де  $\rho_{гр}$  - це наближене значення питомого опору ґрунту (чорнозем).

$\psi$  - кліматичний коефіцієнт, що залежить від сезонних коливань опору ґрунту (чорнозем).

Визначаємо опір одного заземлювача вертикального:

$$R_{\text{в}} = \frac{\rho_{расч}}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot t + l}{4 \cdot t - l} \right), \text{ Ом.}$$

$$R_{\text{в}} = \frac{67,5}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 2}{0,076} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,1 + 2}{4 \cdot 1,1 - 2} \right) = 23,933 \text{ Ом.}$$

Визначаємо число вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_{\text{в}}}{R_{\text{м}}} = \frac{23,933}{4} = 5,98 \text{ шт.}$$

Отримане число вертикальних заземлювачів округляємо до найближчого більшого стандартного значення: 2; 4; 6; 10; 20; 40; 60; 100.

Приймаємо  $n = 6$  шт.

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = \frac{R_{\text{в}}}{n \cdot \eta_{\text{в}}} = \frac{23,933}{6 \cdot 0,74} = 5,39 \text{ Ом,}$$

де  $\eta_{\text{в}} = 0,74$  - коефіцієнт використання вертикального заземлювача.

Визначаємо довжину горизонтальної заземлювача:

$$L = (n - 1) \cdot l' = (6 - 1) \cdot 4 = 20 \text{ м.}$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$R_{\text{г}} = \frac{\rho_{расч}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_{\text{г}}} \cdot \ln \frac{L^2}{t_0 \cdot d} \text{ Ом,}$$

$$R_{\text{г}} = \frac{67,5}{2 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,75} \cdot \ln \frac{20^2}{0,6 \cdot 0,076} = 6,506 \text{ Ом,}$$

де  $\eta_{\text{г}} = 0,75$  - коефіцієнт використання горизонтального заземлювача.

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_{\text{сист}} = \frac{R_{\text{св}} \cdot R_{\text{г}}}{R_{\text{св}} + R_{\text{г}}} = \frac{5,39 \cdot 6,506}{5,39 + 6,506} = 2,95 \text{ Ом.}$$

Розрахунок системи штучного освітлення



Необхідно визначити яка повинна бути потужність електричної освітлювальної установки для створення у виробничому приміщенні заданої освітленості.

Для розрахунку використовується метод світлового потоку, що враховує світловий потік, відбитий від стелі та стін.

Вихідні дані:

- Тип джерела світла - люмінесцентні лампи;
- Визначаємо систему освітлення - загальна;
- Підбираємо світильники ЛСП по дві лампи в кожному;
- Розміри приміщення -  $A = 8$  м,  $B = 5$  м,
- Висота робочої поверхні  $H = 4$  м.
- Висота підвісу світильника над робочою поверхнею.

Приймаються до установки загальну рівномірну систему з світильником типу ЛСП з двома лампами типу ЛБ.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначаємо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = \frac{8 \cdot 5}{4 \cdot (8 + 5)} = 0,77.$$

Приймаються коефіцієнт відбиття стелі  $\rho_n = 50\%$ ,

а коефіцієнт відбиття стіни  $\rho_c = 30\%$ .

Світловий потік групи світильників при лампах розжарювання і при люмінесцентних лампах (лм) дорівнює:

$$\Phi_L = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot k}{N \cdot \eta} = \frac{250 \cdot 40 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{6 \cdot 35} = 117,3 \text{ (лм)},$$

де  $E_H$  - нормована мінімальна освітленість, Лк;

$S$  - площа освітлюється приміщення, м<sup>2</sup>;

$z$  - коефіцієнт мінімального освітлення, рівний для люмінесцентних ламп 1,1;

$k$  - коефіцієнт запасу 1,4;

$N$  - кількість світильників у приміщенні 6;

$\eta$  - коефіцієнт використання світлового потоку ламп, що залежить від ККД і кривий розподілу сили світла світильника, коефіцієнта відбиття стелі  $R_p$  і стін  $R_s$ , висоти підвісу світильників та показника приміщення  $i$ .

$$\eta = 35$$

Рекомендована освітленість для приміщення не менш  $E_n = \text{лк}$ , коефіцієнт запасу  $k = 1.4$ .

Площа освітлюючого приміщення:  $S = A \cdot B$

$$S = 8 \cdot 5 = 40 \text{ (м}^2\text{)}$$

Вибирається тип ламп - ЛБ80 - люмінесцентні лампи.

Приймаються до установки 6 ламп типу ЛБ80 зі світловим потоком 5220лм.

Визначимо потужність освітлювальної установки:

$$P = n \cdot N \cdot P_1 = 4 \cdot 6 \cdot 80 = 1920 \text{ (Вт)},$$

де  $n$  - кількість ламп;  $N$  - кількість світильників;

$P_1$  - потужність лампи, Вт.

### **Перша допомога при ураженні електричним струмом**

Рятування ураженого залежить від дії електричного струму, а також від швидкості відділення його від струму, а також від швидкості і правильності надання йому допомоги. Зволікати в її наданні може викликати загибель ураженого. При ураженні електричним струмом смерть часто буває клінічною, тому ніколи не треба відмовлятися від надання допомоги ураженому і вважати його мертвим, якщо не має дихання, серцебиття, пульсу.

При визволенні ураженого від дії струму необхідно негайно надати йому лікарську допомогу у відповідності з його станом.

Якщо уражений не втратив свідомості, його треба відвести або віднести в зручне для відпочинку місце, створити повний спокій, запропонувати полежати, створити приплив свіжого повітря.

Якщо уражений знаходиться у безсвідомості, але дихає нормально і у нього прослуховується пульс, потрібно негайно визвати лікаря, а до його приходу надати допомогу – привести ураженого у свідомість, давати нюхати

нашатирий спирт, злегка змочити лице водою, забезпечити приплив свіжого повітря.

Якщо уражений знаходиться в тяжкому стані, тобто не дихає, або переривчасто, необхідно, не втрачаючи часу, приступити до штучного дихання.

Якщо в ураженого відсутня свідомість, дихання, пульс, шкіра синюча, і зіниці широкі, можна припустити, що він знаходиться в стані клінічної смерті, і негайно приступити до штучного дихання по способу “із рота в рот”, або “із рота в ніс” та зовнішнього масажу серця. Ні в якому разі не можна заривати ураженого в землю, тому це принесе тільки шкоду і приведе до втрати дорогих для його спасіння хвилин.

При ураженні блискавкою надається така сама допомога. Для виконання штучного дихання ураженого необхідно покласти на спину, розстібнути одяг. Перед тим, як розпочати штучне дихання, необхідно в першу чергу забезпечити прохідність верхніх дихальних шляхів, які в положенні на спині в без відомості завжди закриті запалим язиком. Крім того, в порожнині рота може знаходитися чужорідний вміст, який необхідно видалити пальцем, який можна обгорнути тканиною чи бинтом. Після цього, той, хто надає допомогу розміщується збоку від голови ураженого, під лопатки кладе валик із згорнутим одягом, одну руку підсовує під шию ураженого, а долонь іншої руки – на його лоб, максимально запрокинути голову. При цьому корінь язика піднімається і визволяє гортань, а рот відчиняється. Той, хто надає допомогу нахиляється до обличчя, робить глибокий вдих відкритим ротом, щільно охоплює губами відкритий рот і робить енергійний видих, з деяким зусиллям вдуваючи повітря в його рот; одночасно він закриває ніс ураженого щогою чи пальцями руки, яка знаходиться на лобі. При цьому обов’язково треба наглядати за грудною клітиною ураженого, яка піднімається. Як тільки грудна клітина піднімається, нагнітання повітря припиняється, той, хто надає допомогу перевертає обличчя в сторону, відбувається видих ураженого. Таким чином треба робить 10-12 вдувань за хвилину, через кожні 5-6 секунд.

Якщо після вдувань повітря, грудна клітина не розправляється, необхідно висунути нижню щелепу ураженого вперед. Для цього чотирма пальцями обох рук беруть щелепу ззаду за кутки і, упираючись великими пальцями в її край нижче куточків рота, відтягують і висовують щелепу вперед так, щоб нижні зуби стояли попереду верхніх.

Якщо щелепа ураженого сильно стиснута і відкрити рота не вдається, слід проводити штучне дихання “із рота в ніс”. Штучне дихання проводяться до повного глибокого і ритмічного самостійного дихання.

Після того, як поновиться серцева діяльність, буде пульс, масаж серця негайно припиняють, проводжаючи штучне дихання при слабкому диханні ураженого і стараючись, щоб природний та штучний вдих збігалися. При накопленні самостійного дихання штучне дихання також припиняють. Якщо серцева діяльність, або самостійне дихання не поновлюється, але реанімаційні заходи ефективні, то їх можна припинити тільки при передачі потерпілого у руки медичного персоналу.

### **Пожежна профілактика**

Пожежна профілактика являє собою єдиний комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на попередження і локалізацію пожеж і вибухів. До цих заходів відносяться:

- Міри пожежної безпеки, що передбачаються при проектуванні і будівництві підприємств.
- Міри пожежної безпеки, прийняті при проведенні технологічного процесу, тобто в період експлуатації підприємства.

При розробці діючих методів попередження і ліквідації пожеж і вибухів використовують загальні теоретичні положення про горіння і вибухи, а також дані, отримані при вивченні причин пожеж і вибухів на виробництві. Дослідженнями встановлено, що основними і найбільш частими причинами загорянь, пожеж і вибухів на підприємствах хімічної промисловості є:

- порушення елементарних правил пожежної безпеки;

- порушення режиму технологічних процесів;
- несправність електроустаткування, електромереж і порушення електротехнічних правил;
- самозаймання, статична електрика, грозові розряди й інші причини.

Класифікація виробництв по їх пожежо- і вибухонебезпечності.

Будівельними нормами і правилами усі виробництва і склади по вибухо- і пожежонебезпеці поділяються на шість категорій, що позначають у такий спосіб: А и Б - вибухопожежонебезпечні; У, Г и Д - пожежонебезпечні; Е - вибухонебезпечні.

Будівельними нормами і правилами будівельні матеріали і конструкції по займистості розділяються на три групи:

- незаймисті;
- важко займисті;
- займисті.

### **Виробнича санітарія**

Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату.

За способом переміщення повітря розрізняють системи природної та механічної вентиляції. Природна вентиляція забезпечує повітрообмін в приміщеннях, обумовлений різницею густин зовнішнього і внутрішнього повітря та вітрових тиском. При природній організованою вентиляції (аерації) повітрообмін відбувається через отвори огорожувальних конструкцій будівель. Для видалення повітря використовують також дефлектори, по периметру яких в результаті дії вітру створюється розрідження. Аерацію застосовують для боротьби зі значними тепловиділеннями.

Механічну вентиляцію застосовують, коли необхідні параметри мікроклімату і чистота повітря в приміщеннях не можуть бути забезпечені

природною вентиляцією. При механічній вентиляції повітря переміщається за допомогою вентиляторів.

За характером дії механічну вентиляцію підрозділяють на припливну, витяжну і припливно-витяжну, за місцем дії - на загально-обмінну та місцеву.

Припливну вентиляцію передбачають при необхідності повної заміни повітря в приміщенні чистим зовнішнім повітрям, а також при необхідності виключити потрапляння забрудненого повітря з інших приміщень.

Витяжна вентиляція призначена для видалення з приміщень забрудненого повітря, надлишкових тепло-і вологовиділення, при цьому у приміщенні створюється знижений тиск. Приміщення, у яких можливе раптове виділення великих кількостей шкідливих або вибухонебезпечних газів або парів, обладнують аварійної витяжною вентиляцією.

Припливно-витяжна (механічна) вентиляція одночасно здійснити і подачу свіжого, і видалення забрудненого повітря.

Загальнообмінну вентиляцію застосовують при рівномірному розподіленню шкідливих речовин і розміщення робочих місць по всьому приміщенню.

Місцева припливна вентиляція подає повітря на строго певні місця робочої зони. До систем такої вентиляції належать повітряні душі й завіси. Місцева витяжна вентиляція видаляє шкідливі речовини, надмірну теплоту (і вологу) безпосередньо з місця їх виділення. Вентиляцію здійснюють за допомогою спеціальних пристроїв: кожухів і камер, герметично приховують обладнання витяжних шаф і парасольок, відсмоктуючих панелей, бортових відсмоктувачів. Система вентиляції не повинна створювати шуму і вібрації, перевищувати їх допустимий рівень.

### **Розрахунок припливно-витяжної вентиляції для приміщення**

Вихідні дані:

- Розміри приміщення  $A = 8 \text{ м}$ ,  $B = 5 \text{ м}$ ,  $H = 4 \text{ м}$
- Теплопритоки від людей  $Q_{\text{л}} = 4 \cdot 180 = 720 \text{ Вт}$
- Теплопритоки від об'єктів  $Q_{\text{об}} = 5500 \text{ Вт}$

- Інші теплопритоки  $Q_{\text{ін}} = 1200 \text{ Вт}$
- Температура приточного повітря  $t_{\text{пр}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Температура видаляемого повітря  $t_{\text{в}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Об'єм приміщення  $V = A \cdot B \cdot H = 8 \cdot 5 \cdot 4 = 160 \text{ м}^3$

Сума теплопритоків  $Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{об}} + Q_{\text{ін}} = 720 + 5500 + 1200 = 7420 \text{ Вт}$

Продуктивність системи вентиляції:

$$L = \frac{Q}{c \cdot \rho (t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})},$$

де  $c$  – питома теплоємність повітря,

$\rho$  – щільність повітря.

$$L = \frac{7.420}{1.006 \cdot 1.2 (25 - 20)} = 1.229 \text{ м}^3/\text{с} = 4424.4 \text{ м}^3/\text{Г}$$

Коефіцієнт кратності:  $k = L / V$

$$k = 4424.4 / 160 = 27.65 \text{ 1/Г}$$

Потужність електродвигуна вентилятора:

$$N = \frac{k \cdot \Delta P \cdot L \cdot 10^{-6}}{3.6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \text{ де}$$

$\Delta P$  - опір руху повітря в мережі (200 - 400 Па),

$\eta_{\text{вент}}$  - ККД вентилятора (0.6 - 0.8),

$\eta_{\text{п}}$  - ККД приводу (0.9 - 1),

$$N = \frac{27.65 \cdot 250 \cdot 4424.4 \cdot 10^{-6}}{3.6 \cdot 0.75 \cdot 0.95} = 11.92 \text{ кВт}$$

Висновок: розглянуті заходи дозволяють забезпечити безпечні умови праці на даному підприємстві і сприятимуть збереженню здоров'я працюючого персоналу.

## ВИСНОВКИ

1. Повітряний компресор при роботі до 90% витраченої енергії приводу перетворює на тепло стисненого повітря. Є величезний потенціал енергозбереження і це пов'язано з великою кількістю тепла, яке відводиться від газу, що стискається в атмосферу.

2. В кваліфікаційної роботи розглянуто схему утилізації тепла стиснення із застосуванням АБХМ.

3. Для перевірки працездатності схеми утилізації теплоти стисненого повітря був проведений чисельний експеримент. Розрахунки показали, що застосування АБХМ дозволяє більше 50% теплоти стисненого повітря використовувати для отримання холоду в АБХМ.

4. Ефективність повітряних поршневих компресорів знижується з підвищенням температури атмосферного повітря на всмоктуванні в компресор. Використання АБХМ в літню пору для охолодження атмосферного повітря на всмоктуванні у компресор від 38 до 15 °С дозволяє збільшити масову витрату повітря на 8%, також зменшується у 1 ступені компресора на 7,4 % питома робота стиснення та температура на нагнітанні.

5. Доохолодження за рахунок холоду АБХМ до 20 °С сжатого повітря на всмоктуванні у другу, третю та четверту ступені дозволяє зменшити витрати енергії на стиск у компресорі на 7,54 %.

6. Стабілізація температури стисненого повітря перед блоком комплексу очищення на рівні 10-15 °С дозволяє підвищити чистоту продуктів поділу повітря.



## ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

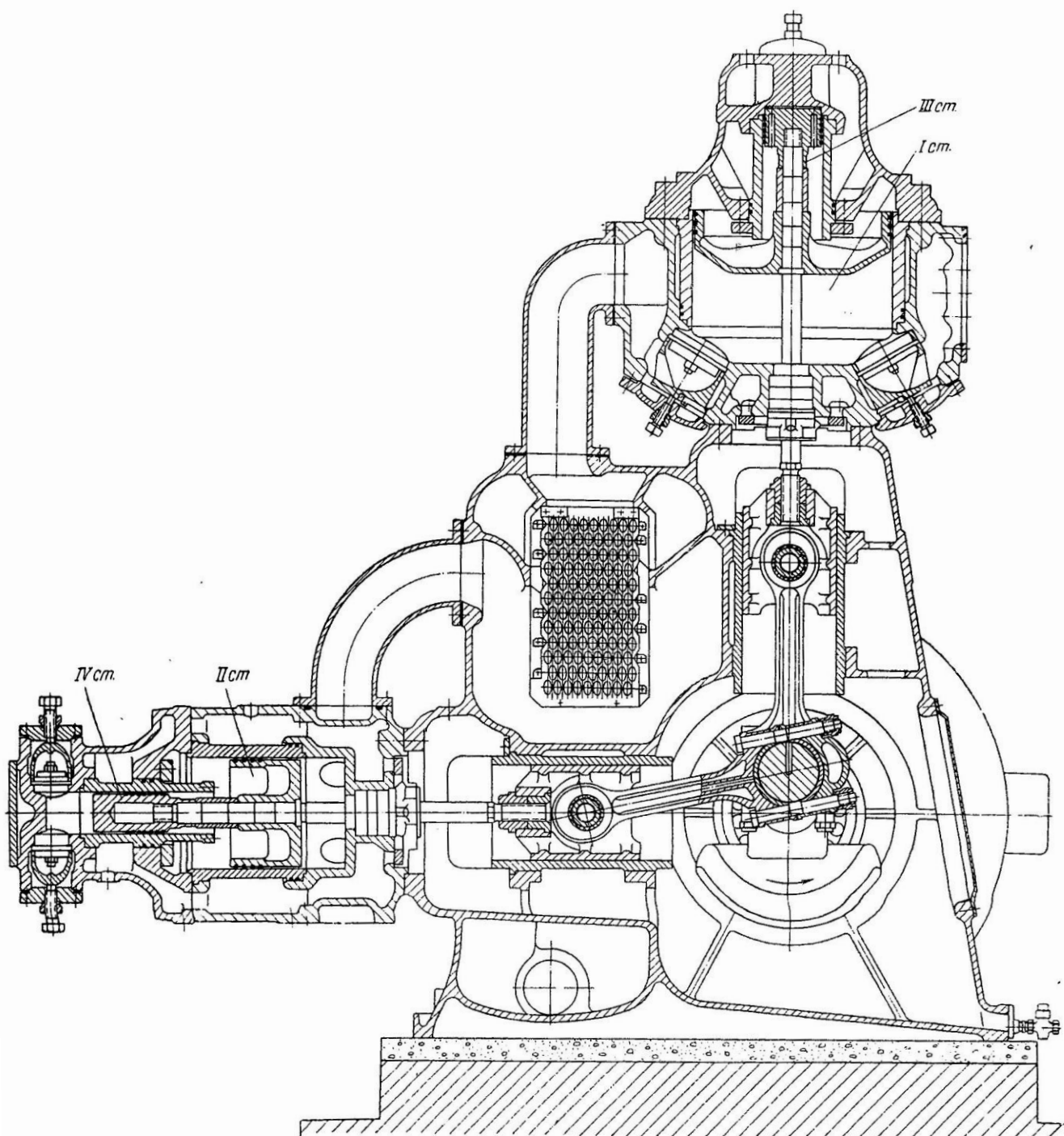
1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования [Текст] / М. И. Френкель. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1969. — 744 с.
2. Пластинин, П. И. Теория и расчет поршневых компрессоров : учеб. пособие для вузов / - М. : Агропромиздат, 1987. - 271 с.
3. Водяницька Н.І., Мельников В.Д. «Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування з курсу «Поршневі компресори» ОНАХТ, 2018.—47 с.
4. Сакун И.А. Внтовые компрессоры. Л.: "Машиностроение",1970. - 400 с.
5. Лавренченко Г.К., Швец С.Г., Копытин А.В. Теплота компримирования и возможность ее использования для повышения эффективности воздухоразделительных установок. Технические газы № 2. 2007. Украина.- С. 28-34.
6. Замицький О.В., Кривенко А.Ю., Хозіна Є.О. Аналіз методів утилізації теплоти стисненого повітряа.//Технічні науки: Вісник Криворізького національного університету, вип. 30, 2012. – С. 111-116.
7. Фотин, Б. С. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин ; под общ. ред. Б. С. Фотина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 372 с.
8. Холодильные компрессоры. Справочник./ Э. М. Бежанишвили [и др.]; под ред. А. А. Глаголина [и др.]; общ. ред. И. М. Калнинь. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 280 с.
9. Воропай П.И., Шленов А.А. Повышение надежности и экономичности поршневых компрессоров. М.: Недра, 1980. — 359 с.
10. Сучасні тепловикористальні холодильні машини [Електронний ресурс] : конспект лекцій та посібник для самост. роботи : для студентів спец. 142 “Енергетичне машинобудування” / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Одеса, 2018. — Електрон. текст. дані: 71 с.

11. Основи охорони праці [Текст] : навч. посіб. / В. В. Березуцький, Т. С. Бондаренко, Г. Г. Валенко, Л. А. Васьковець ; за заг. ред. В. В. Березуцького; Нац. техн. ун-т "ХПІ". — 2-ге вид., пер.. і доп. - Харків : Факт, 2008. — 480 с.

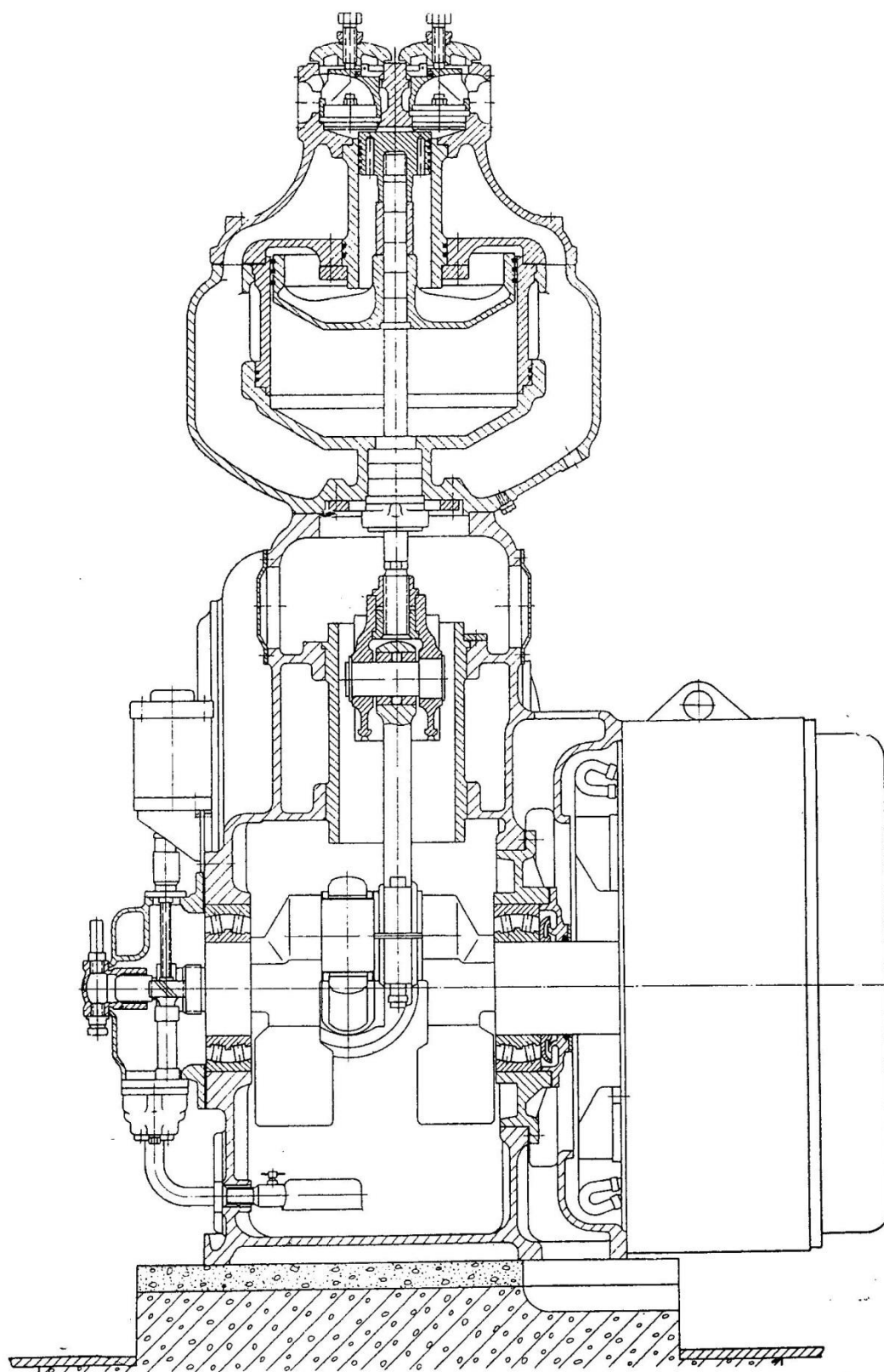
12. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностр. вузов / Е.Я. Юдин, С.В. Белов, С.К. Баланцев и др.; Под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. - 432 с.

13. «Витрати енергії на вироблення стисненого повітря»  
<https://studfiles.net/preview/1852697/page:19/>

14. [https://broad.su/upload/iblock/560/broad\\_katalog.pdf](https://broad.su/upload/iblock/560/broad_katalog.pdf)



Додаток 1. Поздовжній розріз поршневого чотириступеневого повітряного компресора



Додаток 2. Поперечний розріз поршневого чотириступеневого повітряного компресора