

Міністерство освіти і науки України  
Національний гірничий університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ ЗАОЧНОЇ ФОРМИ  
НАВЧАННЯ З ДИСЦИПЛІН „ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ  
ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ” ТА „УСТАНОВКИ ДЛЯ  
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ШАХТ”  
НАПРЯМ 0902 ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА**

Дніпропетровськ

2002

Міністерство освіти і науки України  
Національний гірничий університет

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до самостійної роботи студентів заочної форми навчання з дисциплін „Пневматичні установки гірничих підприємств” та „Установки для кондиціонування повітря шахт” напрям 0902 Інженерна механіка

Рекомендовано до видання науково-методичною радою НГУ  
(протокол № 12 від 20 грудня 2002 р.)

Дніпропетровськ

НГУ

2002

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів заочної форми навчання з дисциплін „Пневматичні установки гірничих підприємств” та „Установки для кондиціонування повітря шахт” напрям 0902 Інженерна механіка / Уклад: О.С. Савенчук, Ю.І. Оксень, Є.О. Кириченко. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2002. – 43 с.

Укладачі: О.С. Савенчук, Ю.І. Оксень, кандидати техн. наук, доценти  
Є.О. Кириченко – д-р техн. наук, проф.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничої механіки  
В.І. Самуся, д-р техн. наук, проф.

ДВНЗ "НГУ" кафедра гірничої механіки

## Зміст

Вступ	4
1 Пневматичні установки шахт	4
1.1 Методичні вказівки	4
1.2 Завдання і питання для самоперевірки	5
2 Компресорні установки	5
2.1 Методичні вказівки	6
2.2 Завдання і питання для самоперевірки	6
2.3 Задачі	8
3 Споживачі стиснутого повітря	16
3.1 Методичні вказівки	17
3.2 Завдання і питання для самоперевірки	17
3.3 Задачі	17
4 Пневматичні мережі	20
4.1 Методичні вказівки	20
4.2 Завдання і питання для самоперевірки	21
4.3 Задачі	21
5 Установки кондиціонування повітря	27
5.1 Методичні вказівки	27
5.2 Завдання і питання для самоперевірки	27
6 Холодильні установки	28
6.1 Методичні вказівки	28
6.2 Завдання і питання для самоперевірки	29
6.3 Задачі	30
7 Устаткування систем циркуляції тепло- і холодоносіїв	36
7.1 Методичні вказівки	36
7.2 Завдання і питання для самоперевірки	36
7.3 Задачі	37
8 Проектування та експлуатація УКПШ	40
8.1 Методичні вказівки	40
8.2 Завдання і питання для самоперевірки	41
Список літератури	42

## ВСТУП

Зараз на вугільних і рудних шахтах стиснуте повітря широко використовується для живлення приводів підземних машин і механізмів. Стиснуте повітря – дорогий вид енергії, у 5-10 разів дорожче електроенергії, тому ефективне його виробництво і використання надзвичайно актуальне для будь-якої шахти.

Перехід гірничих робіт у ряді вугільних і рудних басейнів на великі глибини (900-1000 м і більше), де температура порід складає 35-45 °С, викликав необхідність штучного охолодження вентиляційного повітря для нормалізації теплових умов у виробках. Для цього використовуються спеціальні шахтні установки кондиціонування повітря.

Мета дисципліни – озброїти майбутніх гірничих інженерів-механіків знаннями теоретичних основ, конструктивних особливостей і експлуатаційних характеристик устаткування шахтних пневмоустановок і систем кондиціонування повітря, необхідними навиками їх проектування та обслуговування. На цей час немає підручника, у якому були б докладно викладені ці питання. Тому для полегшення вивчення дисциплін з названих установок дані методичні вказівки включають пункти програм, що складають зміст дисциплін, з докладним перерахуванням тем і питань, вказівкою літературних джерел.

У результаті вивчення дисципліни студенти повинні знати:

теоретичні основи роботи і конструктивні особливості поршневих, гвинтових та відцентрових компресорів, що використовуються на гірничих підприємствах, холодильних агрегатів шахтних установок кондиціонування повітря; методи розрахунку і проектування шахтних пневмомереж, елементів установок кондиціонування повітря; основні питання їх безпечної й ефективної експлуатації. Крім того, студент повинен одержати практичні навика з проведення іспитів компресорів та теплообмінних апаратів, проектних розрахунків окремих елементів та установок у цілому.

## 1 ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ ШАХТ

Застосування стиснутого повітря на підприємствах гірничої промисловості, проблеми і перспективи. Схема шахтної пневматичної установки, призначення її елементів. Вимоги, що пред'являються до стиснутого повітря, як енергоносія на шахтах.

### 1.1 Методичні вказівки

Студенту необхідно знати, у яких випадках на підприємствах гірничої промисловості використовується як енергоносієм стиснуте повітря, яке устаткування входить у схему пневматичної установки. Треба засвоїти основні вимоги, що пред'являються до якості стиснутого повітря і надійності пневматичного устаткування шахт [1, с. 264-272; 2, с. 274-292].

## 1.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. Для чого та у яких випадках використовується стиснуте повітря на шахтах?
2. Які типи компресорів застосовуються для вироблення стиснутого повітря на шахтах?
3. Переваги і недоліки стиснутого повітря як джерела енергії.
4. Що розуміється під пневматичною установкою шахти?
5. Фактори, що впливають на втрату енергії стиснутого повітря при його транспортуванні.
6. Що являє собою пневматична мережа шахти?
7. Яке устаткування входить до складу пневматичної установки?
8. Які значення стиснутого повітря приймаються в пунктах споживання?

## 2 КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

Класифікація компресорних машин, котрі використовуються на гірничих підприємствах.

Поршневі компресори. Схема і теоретичний робочий процес одноступінчатого поршневого компресора (ПК), основні показники роботи: подача, міра підвищення тиску (МПТ), індикаторні робота і потужність. Фактичний робочий процес одноступінчатого ПК, коефіцієнт подачі, індикаторні коефіцієнти, споживана потужність і ККД. Фактори, що обмежують МПТ одноступінчатого ПК. Багатоступінчастий стиск, розподіл МПТ за ступенями, основні показники двоступінчатого ПК, робота двоступінчатого ПК. Регулювання подачі ПК в умовах змінного споживання стиснутого повітря та оцінка економічності різних способів регулювання. Конструкція і технічна характеристика ПК, котрі застосовуються на шахтах. Вимоги Правил безпеки до монтажу й експлуатації ПК. Позитивні якості, недоліки і раціональна область застосування ПК на гірничих підприємствах.

Ротаційні і гвинтові компресори. Схема та особливості робочого процесу. Основні показники. Регулювання подачі. Позитивні якості, недоліки і раціональна область використання цих компресорів в гірничій промисловості.

Турбокомпресори (ТК). Схема і теоретичний робочий процес ступеня ТК, зв'язок між питомою роботою і напором ступеня, показник процесу стиску повітря. Фактичний робочий процес ступеня ТК, питома робота, показник процесу, внутрішній (політропний) ККД, газодинамічні характеристики ступеня. Багатоступінчастий стиск у ТК, охолодження повітря в проміжних повітроохолоджувачах (ППО), характеристики ППО. Газодинамічні характеристики ТК із проміжними повітроохолоджувачами і фактори, що впливають на них. Режими роботи ТК на пневматичну мережу шахти, помпаж і способи його подолання. Регулювання подачі ТК. Основні питання нормальної експлуатації ТК. Позитивні якості, недоліки і раціональна область застосування ТК на гірничих підприємствах.

## 2.1 Методичні вказівки

При вивченні цієї теми студент повинен засвоїти поняття: одноступінчатий і багатоступінчастий стиск, подача, міра підвищення тиску, індикаторна робота і потужність компресора. Необхідно знати принцип дії й основи теорії процесів роботи компресорів об'ємної дії та турбокомпресорів; для поршневих компресорів вплив усіх факторів, що викликають відрізнення реального робочого процесу від ідеального і зниження подачі компресора. При цьому мати уявлення, як можна здійснювати регулювання подачі ПК для підтримання заданого тиску повітря у машинах та механізмах з пневмоприводом.

Слід звернути увагу, що робочі процеси ротаційного і гвинтового компресорів аналогічні робочому процесу поршневого компресора, однак подача стиснутого повітря в мережу від цих компресорів рівномірна, крім того, міра стискування у робочій порожнині ротаційного компресора не залежить від тиску в нагнітальному трубопроводі. Необхідно засвоїти, в чому полягає принципова різниця в роботі поршневих і турбокомпресорів, а також те, що міра підвищення тиску в одному ступені ТК обмежується окружною швидкістю робочого колеса, і тому для отримання стиснутого повітря з тиском 0,7 – 0,9 МПа застосовуються багатоступінчасті ТК. При послідовному стиску повітря в багатоступінчастому ТК в кінці стиску підвищується температура повітря, тому при переході його з одного ступеня в інший МПТ буде зменшуватися, а затрачувана питома робота зростати. Для того, щоб уникнути цього при МПТ вище 4,5, передбачається охолодження стиснутого в ТК повітря. Необхідно знати схеми охолодження повітря, конструкції повітроохолоджувачів і їхні характеристики, котрі використовуються при побудові характеристики ТК. Потрібно розібратися в конструкціях компресорів, у їхніх недоліках і особливостях експлуатації, способах регулювання подачі, знати раціональну область застосування поршневих, ротаційних і турбокомпресорів [1, с. 31 – 216; с. 62 – 146; с. 170 – 218].

## 2.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. Призначення компресорних установок.
2. Як класифікуються компресори за способом стиску газу?
3. Які основні показники характеризують роботу компресора будь-якого типу?
4. Принцип дії та схема одноступінчатого поршневого компресора?
5. Що являє собою індикаторна діаграма ПК та її призначення?
6. Індикаторна діаграма ідеалізованого ПК і необхідні умови для її побудови.
7. Що розуміється під об'ємною подачею ПК?
8. Що називається об'ємом шкідливого простору, і як він впливає на подачу ПК?
9. Як визначається індикаторна робота в ідеалізованому циклі ПК?
10. Що таке відносний шкідливий простір і яка його величина для ПК?
11. Що таке міра підвищення тиску і якими факторами обмежується її величина для одноступінчатих ПК?

12. Індикаторна діаграма реального компресора й основні причини, що викликають відрізнення її від теоретичної діаграми компресора.
13. Що являє собою коефіцієнт подачі і що він враховує?
14. Який зміст має ККД компресорних машин?
15. Що означає повний ККД компресора?
16. У яких випадках використовується багатоступінчастий стиск?
17. Принцип дії та схема двоступінчатого ПК.
18. Індикаторна діаграма ідеального двоступінчатого ПК.
19. Як розраховується теоретична робота двоступінчатого ПК?
20. Який найбільш вигідний розподіл МПТ компресора за ступенями?
21. Як визначається фактична робота двоступінчатого ПК?
22. У яких межах змінюються індикаторні коефіцієнти для ПК великої потужності?
23. Які існують способи регулювання подачі компресора?
24. Які способи найбільш часто застосовуються для регулювання подачі шахтних компресорів?
25. Недоліки існуючих способів регулювання подачі ПК.
26. Які типи компресорів найбільш часто застосовуються на шахтах і їхні конструктивні особливості?
27. Принцип дії й основні показники ротаційного пластинчатого компресора.
28. Причини зниження фактичної подачі ротаційного пластинчатого компресора в порівнянні з теоретичною.
29. Як розраховується потужність на валу ротаційного пластинчатого компресора?
30. Принцип дії та основні показники гвинтового компресора.
31. Як розраховується теоретична подача гвинтового компресора?
32. Як визначається фактична подача гвинтового компресора?
33. У чому полягає принципова різниця роботи відцентрових турбокомпресорів від компресорів об'ємної дії?
34. Основні елементи і принцип дії ступеня ТК.
35. Як визначається робота, яка підводиться до газу в ідеальному ступені ТК?
36. Чим обмежується МПТ ступеня ТК?
37. Перелічіть фактори, що приводять до відмінності ідеального від фактичного процесу стиску газу в ступені ТК?
38. Яким показником характеризується досконалість ступеня ТК?
39. У чому полягають особливості багатоступінчастого стиску газу в ТК?
40. Які схеми застосовуються для охолодження повітря між ступенями ТК?
41. Які показники характеризують роботу секцій неохолоджуваних ступенів ТК?
42. Які показники характеризують ефективність роботи проміжних повітроохолоджувачів ТК?
43. Що являють собою характеристики ТК?
44. Як враховується характеристика повітроохолоджувачів при побудові характеристик ТК?
45. Як визначається потужність на валу ТК?
46. Як визначається режим роботи ТК на пневматичній мережі шахти?



47. Коли настає режим хитливої роботи ТК?
50. Як називається обладнання, призначене для запобігання хитливого режиму роботи ТК і який принцип його дії?
51. Способи регулювання режиму роботи ТК.
52. Які конструкції ТК найбільш широко застосовуються на шахтах?
53. Переваги і недоліки ТК.
54. Які особливості експлуатації поршневих компресорів?
55. Які особливості експлуатації ТК?

### 2.3 Задачі

1. Визначити теоретичну індикаторну роботу, потужність і подачу одноступінчатого поршневого компресора при адіабатному стиску, якщо відомо, що діаметр поршня  $D = 0,45$  м, хід поршня  $S = 0,42$  м, відносний шкідливий простір  $\beta = 0,0041$ , міра підвищення тиску  $\varepsilon = 3,5$ , тиск навколишнього середовища  $p_0 = 10^5$  Па. Показники процесів стиску і розширення повітря в компресорі однакові, кутова швидкість обертання вала  $\omega = 58$  рад/с.

#### Розв'язання.

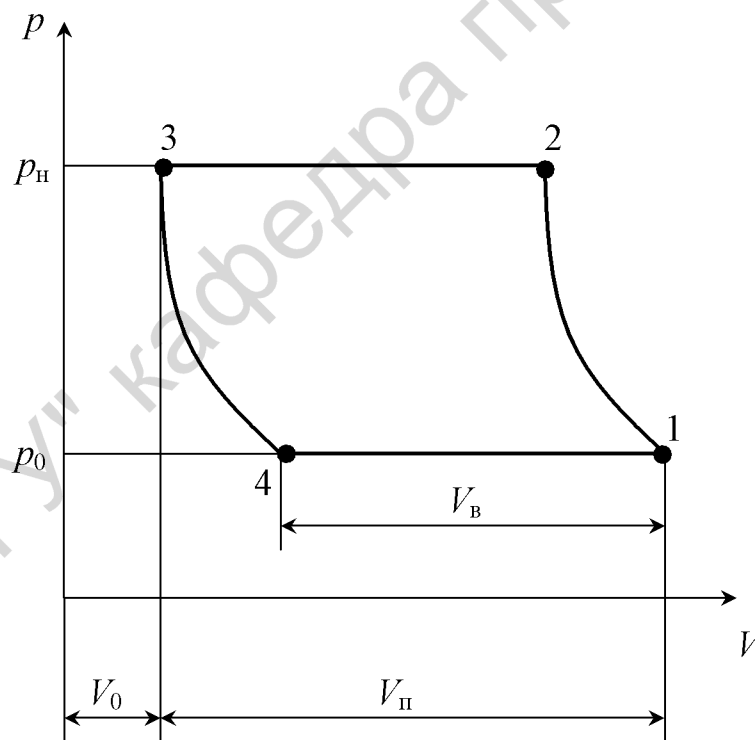


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма теоретичного робочого процесу одноступінчатого поршневого компресора

Подача компресора

$$\dot{V}_k = V_{\text{п}} n \lambda_0,$$

де  $V_{\text{п}}$  – об'єм, що описується поршнем,  $\text{м}^3$ ;

$n$  – частота обертання вала,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\lambda_0$  – об'ємний коефіцієнт.

Об'єм, що описується поршнем

$$V_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,45^2}{4} \cdot 0,42 = 0,0668 \text{ м}^3.$$

Частота обертання вала

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{58}{2 \cdot 3,14} = 9,23 \text{ с}^{-1}.$$

Об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_0 = 1 - \beta \left( \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right),$$

де  $m$  – показник процесу.

Для адіабатного процесу зміни стану повітря  $m = k = 1,4$ .

Тоді, об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_0 = 1 - 0,0041 \cdot \left( 3,51^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) = 0,994;$$

теоретична подача компресора

$$\dot{V}_{\text{к}} = 0,0668 \cdot 9,23 \cdot 0,994 = 0,613 \text{ м}^3/\text{с} = 36,7 \text{ м}^3/\text{хв};$$

теоретична питома індикаторна робота

$$l'_i = \frac{m}{m-1} p_0 \left( \varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10^5 \left( 3,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Дж/м}^3 = 150 \text{ кДж/м}^3;$$

теоретична індикаторна потужність

$$N_i = \dot{V}_{\text{к}} l'_i = 0,613 \cdot 150 = 98 \text{ кВт}.$$

2. Визначити теоретичну питому індикаторну роботу поршневого компресора при стиску повітря по ізотермі, адіабаті і політропі з показником  $m$ , а також об'ємний коефіцієнт  $\lambda_0$ , якщо міра підвищення тиску компресора  $\varepsilon$ , відносний шкідливий простір  $\beta$ , тиск навколишнього повітря  $p_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

3. Визначити теоретичну подачу одноступінчатого поршневого компресора з діаметром поршня  $D$ , ходом поршня  $S$ , відносним шкідливим простором  $\beta$ , частотою обертання  $n$ , мірою підвищення тиску  $\varepsilon$  і показником процесу стиску (розширення)  $m$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

4. Визначити теоретичну подачу, індикаторну потужність одноступінчатого компресора, якщо стиск повітря відбувається по політропі з показником  $m$ . Міра підвищення тиску дорівнює  $\varepsilon$ , відносний шкідливий простір  $\beta$ , діаметр поршня  $D$ , хід поршня  $S$ , частота обертання вала  $n$ , тиск всмоктуваного повітря  $p_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

5. Визначити коефіцієнт подачі одноступінчатого поршневого компресора, якщо при кінцевих температурі і тиску стиснутого повітря  $T_1$  і  $p_1$  його об'ємна витрата в нагнітальному трубопроводі  $\dot{V}_1$ . Діаметр поршня компресора та його хід  $D$  і  $S$  відповідно, кутова швидкість обертання вала  $\omega$ , параметри всмоктуваного повітря  $T_0, p_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

6. Визначити індикаторний адіабатний ККД одноступінчатого поршневого компресора, якщо при кінцевих температурах і тиску стиснутого повітря  $T_1$  і  $p_1$  об'ємна витрата його в нагнітальному трубопроводі  $\dot{V}_1$ , а фактична індикаторна потужність компресора  $N_{i \text{ факт}}$ , параметри навколишнього середовища  $T_0, p_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

7. На скільки буде знижуватися подача одноступінчатого поршневого компресора, якщо його відносний шкідливий простір збільшиться від  $\beta$  до  $\beta_1$ ? Міра підвищення тиску  $\varepsilon$ , показник процесу розширення повітря у циліндрі  $m$ , діаметр поршня  $D$ , хід поршня  $S$ , частота обертання вала  $n$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

8. Визначити відносне зменшення подачі одноступінчатого поршневого компресора за рахунок дроселювання всмоктуваного повітря, при якому тиск у циліндрі наприкінці всмоктування  $p_v$ . Відносний шкідливий простір  $\beta$ , тиск повітря у повітрозбірнику постійний і дорівнює  $p_1$ , показник процесу розширення повітря у циліндрі  $m$ . Різниця між об'ємним коефіцієнтом і коефіцієнтом подачі 0,12. Визначити також кінцеву температуру повітря при регулюванні, якщо температура всмоктуваного повітря  $T_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.1.

9. Оцінити стан одноступінчатого поршневого компресора, якщо відомо, що витрата стиснутого повітря, який подається у повітрозбірник, складає  $\dot{V}_1 = 0,29 \text{ м}^3/\text{с}$  при абсолютних тиску  $p_1 = 0,45 \text{ МПа}$  і температурі  $T_1 = 410 \text{ К}$ , об'єм, що описується поршнем за секунду  $\dot{V}_\Pi = 1,2 \text{ м}^3/\text{с}$ , відносний шкідливий простір  $\beta = 0,05$ , показник процесу розширення повітря з шкідливого простору  $m = 1,3$ . Параметри навколишнього середовища  $p_0 = 10^5 \text{ Па}$ ,  $T_0 = 280 \text{ К}$ .

### Розв'язання.

Об'ємна подача компресора

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_1 \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} = 0,29 \cdot \frac{0,45}{0,10} \cdot \frac{280}{410} = 0,891 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таблиця 2.1

Остання цифра шифру	$T_0$ , К	$T_1$ , К	$p_0$ , МПа	$p_1$ , МПа	$p_v$ , МПа	$\varepsilon$	$m$	$\dot{V}_1$ , м <sup>3</sup> /с	Передостання цифра шифру	$\beta$	$\beta_1$	$D$ , м	$S$ , м	$n$ , 1/с	$\omega$ , рад/с	$N_i$ факт, кВт
0	288	383	0,095	0,27	0,05	3,2	1,21	0,156	0	0,04	0,06	0,42	0,43	8,1	50,8	140
1	290	385	0,097	0,30	0,06	3,0	1,32	0,160	1	0,05	0,075	0,44	0,45	8,3	52,1	150
2	292	390	0,098	0,33	0,07	2,9	1,33	0,164	2	0,035	0,055	0,45	0,50	7,3	45,8	170
3	300	395	0,100	0,36	0,06	2,5	1,28	0,144	3	0,045	0,073	0,48	0,48	6,8	42,7	180
4	290	397	0,097	0,38	0,05	3,7	1,45	0,145	4	0,055	0,083	0,47	0,59	7,0	44,0	190
5	300	390	0,100	0,33	0,07	3,6	1,37	0,170	5	0,06	0,09	0,43	0,46	8,5	53,4	210
6	292	395	0,098	0,36	0,08	3,1	1,27	0,155	6	0,07	0,093	0,41	0,48	8,1	50,8	220
7	292	400	0,098	0,40	0,06	4,0	1,35	0,141	7	0,053	0,078	0,45	0,48	7,8	48,9	230
8	294	384	0,099	0,29	0,07	3,5	1,30	0,171	8	0,048	0,069	0,46	0,44	7,6	47,7	240
9	288	395	0,095	0,36	0,05	3,3	1,43	0,145	9	0,056	0,08	0,47	0,49	8,2	51,5	250

Об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_0 = 1 - \beta \left( \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 1 - 0,05 \cdot \left[ \left( \frac{0,45}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right] = 0,891,$$

де  $\varepsilon = \frac{p_1}{p_0}$ .

Коефіцієнт подачі

$$\lambda = \frac{\dot{V}_0}{\dot{V}_n} = \frac{0,891}{1,2} = 0,743.$$

Різниця між об'ємним коефіцієнтом та коефіцієнтом подачі

$$\lambda_0 - \lambda = 0,891 - 0,743 = 0,148.$$

Оскільки різниця між цими коефіцієнтами більше 0,1, стан ПК – незадовільний. Звичайно причиною цього буває негерметичність клапанів, що можна виявити при аналізі діаграми компресора (збільшення крутості лінії розширення і зменшення крутості лінії стиску).

10. Визначити теоретичну питому індикаторну роботу і потужність на валу двохступінчатого компресора, що працює з мірою підвищення тиску першого ступеня  $\varepsilon_1 = 3,2$ ; другого  $\varepsilon_2 = 2,6$ .

Процес стискування в обох ступенях вважати політропним із показником  $m = 1,31$ ; подача компресора  $\dot{V}_0 = 1,56 \text{ м}^3/\text{с}$ ; повний політропний ККД  $\eta_n = 0,85$ . Початкові параметри повітря  $T_0 = 293 \text{ К}$ ;  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ ; температура повітря після проміжного повітроохолоджувача  $T_x = 378 \text{ К}$ .

### Розв'язання.

Теоретична питома індикаторна робота у першому та другому ступенях компресора дорівнює відповідно:

$$l'_{i1} = \frac{m}{m-1} p_0 \left( \varepsilon_1^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 10^2 \cdot \left( 3,2^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right) = 133,5 \text{ кДж/м}^3;$$

$$l'_{i2} = \frac{m}{m-1} p_0 \frac{T_x}{T_0} \left( \varepsilon_2^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 10^2 \cdot \frac{378}{293} \cdot \left( 2,6^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right) = 90,0 \text{ кДж/м}^3.$$

Сумарна теоретична питома індикаторна робота компресора

$$l'_i = l'_{i1} + l'_{i2} = 133,5 + 90 = 223,6 \text{ кДж/м}^3.$$

Потужність на валу компресора

$$N_e = \frac{l'_i \dot{V}_0}{\eta_n} = \frac{223,5 \cdot 1,56}{0,85} = 410 \text{ кВт.}$$

11. Визначити зменшення індикаторної роботи за рахунок проміжного охолодження повітря до початкової температури при двохступінчастому стискуванні 1 кг газу від  $p_0$  до  $p_1$ . Процес стискування в обох ступенях вважати політропним із показником  $m$ . Міра підвищення тиску в першому ступені  $\varepsilon_1$ , у другому  $\varepsilon_2$ . Початкова температура повітря  $T_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

12. Визначити необхідну потужність на валу двоступінчатого компресора, що працює з мірою підвищення тиску в першому ступені  $\varepsilon_1$ , у другому –  $\varepsilon_2$ . Початкові параметри повітря  $p_0$  та  $T_0$ , температура повітря після проміжного повітроохолоджувача  $T_x$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

Процес стиску вважати політропним із показником  $m$ , подача компресора  $\dot{V}_0$ , механічний ККД компресора  $\eta_{\text{мех}}$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

13. Визначити питому роботу, що йде на подолання аеродинамічних опорів секцій неохолоджуваних ступенів (СНС) турбокомпресора, а також ефективну та повну питому роботу секції, внутрішній (політропний) ККД, якщо міра підвищення тиску  $\varepsilon = 2,0$ ; початкова та кінцева температура повітря  $T_0 = 290 \text{ К}$ ;  $T_1 = 410 \text{ К}$ .

**Розв'язання.**

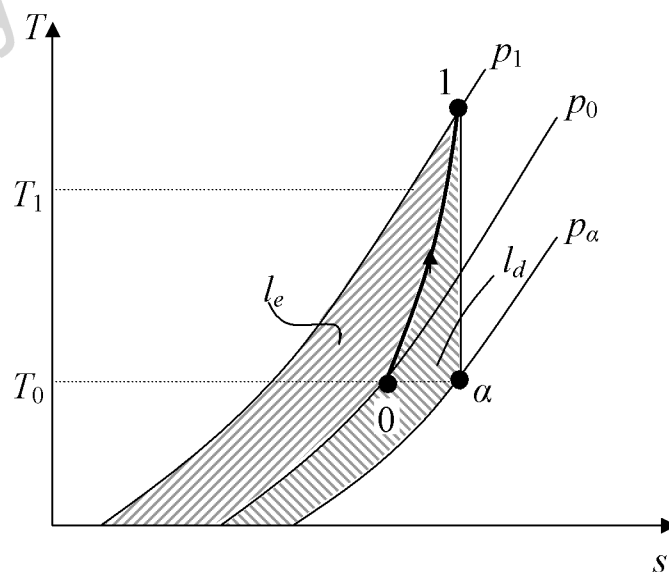


Рис. 2.2. Фактичний робочий процес ступені турбокомпресора

Показник процесу стиску повітря в СНС

$$m = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \frac{\varepsilon T_0}{T_1}} = \frac{\ln 2,0}{\ln \frac{2,0 \cdot 290}{410}} = 2,0.$$

Повна питома робота, затрачувана при стиску повітря

$$l = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_1 - T_0) = \frac{1,4}{0,4} \cdot 287 \cdot (410 - 290) = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Ефективна питома робота секції (робота, затрачувана на стиск і переміщення газу)

$$l_e = \frac{m}{m - 1} R(T_1 - T_0) = \frac{2,0}{1,0} \cdot 287 \cdot (410 - 290) = 0,69 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Питома робота, що йде на подолання аеродинамічних опорів

$$l_d = l - l_e = 1,2 \cdot 10^5 - 0,69 \cdot 10^5 = 0,51 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Політропний ККД секції неохолоджуваних ступенів

$$\eta_i = \frac{l_e}{l} = \frac{m(\kappa - 1)}{\kappa(m - 1)} = \frac{2,0 \cdot (1,4 - 1)}{1,4 \cdot (2,0 - 1)} = 0,57.$$

14. Визначити внутрішній ККД секції неохолоджуваних ступенів турбокомпресора, якщо міра підвищення тиску  $\varepsilon_1$ , початкова температура повітря  $T_0$ , кінцева –  $T_1$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

15. Визначити кінцеву температуру повітря в СНС, якщо політропний ККД  $\eta_i$ , а міра підвищення тиску  $\varepsilon_1$ . Початкова температура повітря  $T_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

16. Визначити кінцевий тиск повітря в СНС турбокомпресора, якщо початкова температура повітря  $T_0$ , кінцева –  $T_1$ , політропний ККД секції  $\eta_i$ , початковий тиск повітря  $p_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

17. Визначити повну питому роботу та потужність на валу СНС турбокомпресора, якщо початкова температура в ній  $T_0$ , кінцева –  $T_1$ , подача секції  $G$ , механічний ККД секції  $\eta_{\text{мех}}$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

18. Визначити повну, ефективну питому роботу неохолоджуваної секції компресора, а також питому роботу, що йде на подолання аеродинамічних опорів, і потужність на валу ступеня турбокомпресора, якщо міра підвищення тиску  $\varepsilon_1$ , температура всмоктуваного повітря  $T_0$ , температура стиснутого повітря  $T_1$ , подача секції  $G$ , механічний ККД її  $\eta_{\text{мех}}$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

19. Як зменшиться фактична міра підвищення тиску (МПТ)  $\varepsilon_\phi$  секції неохолоджуваних ступенів турбокомпресора в порівнянні з теоретичною  $\varepsilon_\tau = 2,8$ , якщо при тій ж самій подачі (затрачуваній роботі) секції показник фактичного процесу стиску повітря в ній  $m = 1,51$ .

Таблиця 2.2

Остання цифра шифру	$T_0$ , К	$T'_0$ , К	$T_1$ , К	$T_x$ , К	$p_0$ , МПа	$\varepsilon_1$	$\varepsilon_2$	Передостання цифра шифру	$m$	$\eta_i$	$\eta_{\text{max}}$	$\dot{V}_0$ , м <sup>3</sup> /с	$G$ , кг/с
0	287	320	410	345	0,098	2,5	3,1	0	1,77	0,631	0,951	1,92	4,21
1	298	330	420	343	0,110	2,4	3,2	1	1,53	0,692	0,936	1,51	3,95
2	305	340	435	350	0,093	2,7	3,3	2	1,34	0,585	0,954	2,41	3,85
3	300	335	415	353	0,095	2,2	3,4	3	1,46	0,571	0,942	1,85	4,33
4	310	345	413	335	0,094	2,0	3,6	4	1,38	0,630	0,953	1,74	2,97
5	303	330	426	340	0,097	2,6	3,8	5	1,55	0,720	0,960	2,13	3,01
6	295	333	388	370	0,101	1,9	4,0	6	1,64	0,741	0,933	1,64	2,65
7	290	328	396	360	0,093	2,1	3,2	7	1,29	0,655	0,941	1,58	4,01
8	288	325	395	358	0,096	2,3	2,9	8	1,31	0,594	0,948	1,73	3,75
9	306	338	405	363	0,098	1,8	2,8	9	1,57	0,605	0,955	1,85	3,12



## Розв'язання.

Політропний ККД СНС

$$\eta_i = \frac{m(k-1)}{\kappa(m-1)} = \frac{1,51 \cdot (1,4-1)}{1,4 \cdot (1,51-1)} = 0,846;$$

Фактична МПТ

$$\varepsilon_\phi = \varepsilon_\tau^{\eta_i} = 2,8^{0,846} = 2,384.$$

Відношення фактичної МПТ до теоретичної складе

$$\frac{\varepsilon_\phi}{\varepsilon_\tau} = \frac{2,384}{2,8} = 0,853.$$

20. Визначити зміну показників роботи секції неохолоджуваних ступенів турбокомпресора ( $\varepsilon, m, \eta_i$ ) при одній і тій же витраті всмоктуваного повітря в результаті збільшення аеродинамічного опору повітряного тракту, якщо робота на подолання аеродинамічного опору збільшилась в 1,5 рази. Температура стиснутого повітря на виході з секції до цього була  $T_1 = 405$  К, а міра підвищення тиску  $\varepsilon_1$ . Температура всмоктуваного повітря  $T_0 = 300$  К. Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

21. Як зміниться міра підвищення тиску в секції неохолоджуваних ступенів турбокомпресора, якщо температура всмоктуваного повітря при постійній витраті збільшиться від  $T_0$  до  $T'_0$ ? Показник процесу стиску  $m$ , міра підвищення тиску при  $T_0 - \varepsilon_1$ . Вихідні дані приведені в табл. 2.2.

## 3 СПОЖИВАЧІ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ

Класифікація, схеми і принцип дії споживачів стиснутого повітря, що використовуються на гірничих підприємствах.

Теоретичний і фактичний робочі процеси поршневого пневмотору з повним і неповним розширенням стиснутого повітря. Основні показники поршневого пневмотору: робота, момент і потужність на валу, витрата стиснутого повітря і ККД. Схеми й особливості робочих процесів ротаційних двигунів різного типу: лопаткових, гвинтових, шестерінчастих. Механічні й енергетичні характеристики пневмоторів об'ємного типу. Схеми і робочий процес турбінних пневмоторів, основні їхні показники і характеристики. Ерліфти, принцип дії і їхні характеристики. Позитивна якість, недоліки і перспективи застосування в гірничій промисловості споживачів стиснутого повітря різного типу.

### 3.1 Методичні вказівки

При вивченні цієї теми студент повинен засвоїти класифікацію споживачів стиснутого повітря і принципи їхньої дії. Варто знати основи теорії процесу роботи пневмомоторів об'ємного і турбінного типів, основні фактори, дією котрих фактичний робочий процес відрізняється від теоретичного. Необхідно вміти розбиратися в конструктивних особливостях пневмоприводів, їхніх характеристиках і твердо запам'ятати умови їхньої нормальної експлуатації. На шахтах у якості споживачів стиснутого повітря, крім пневмоприводів, можуть застосовуватися ерліфтні установки та ежектори. Потрібно знати особливості їхньої роботи і раціональну область застосування [1, с. 232 – 245; 2, с. 186 – 272].

### 3.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. За якими ознаками класифікуються пневмомотори?
2. Пневмомотори якого типу найбільш широко застосовуються на шахтах?
3. Схема і принцип дії поршневого пневмомотора.
4. Індикаторні діаграма і робота ідеального поршневого пневмомотора.
5. Як визначається теоретична потужність ідеального пневмомотора?
6. Чому для поршневих пневмомоторів типовим теоретичним циклом є цикл із неповним розширенням стиснутого повітря?
7. З якою метою здійснюється зворотний стиск повітря у пневмомоторів об'ємної дії?
8. Які фактори приводять до відмінності фактичного робочого процесу пневмомоторів від теоретичного?
9. Якими показниками визначається досконалість пневмомоторів об'ємної дії?
10. Основні характеристики пневмомоторів і їхнє графічне зображення.
11. Що розуміють під номінальним режимом роботи пневмомоторів?
12. Принцип дії і конструкції ротаційних пневмомоторів.
13. Устрій і принцип дії турбінних пневмомоторів.
14. Як визначається теоретична потужність на валу турбінного пневмомотора?
15. Які причини приводять до відмінності фактичних показників роботи турбінних пневмомоторів від теоретичних?
16. Переваги і недоліки турбінних пневмомоторів.
17. Призначення і принцип дії ерліфтних установок.
18. Схема ежектора і принцип його роботи.
19. Для чого застосовуються ежектори в гірничих виробках?
21. Які фактори визначають нормальну експлуатацію пневмоприводів?

### 3.3 Задачі

1. Визначити теоретичні об'ємну витрату повітря, роботу, потужність і кінцеву температуру повітря в поршневому пневмомоторі, що працює за циклом з повним розширенням, якщо об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}} = 0,004 \text{ м}^3$ , частота обертання валу  $n = 8,2 \text{ с}^{-1}$ . Параметри повітря, що подається в пневмомотор:  $p_1 = 0,45 \text{ МПа}$ ,  $T_1 = 305 \text{ К}$ , параметри навколишнього се-

редовища:  $T_0 = 295 \text{ К}$ ,  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ . Процес розширення повітря – адіабатний, впливом шкідливого простору знехтувати.

**Розв'язання.**

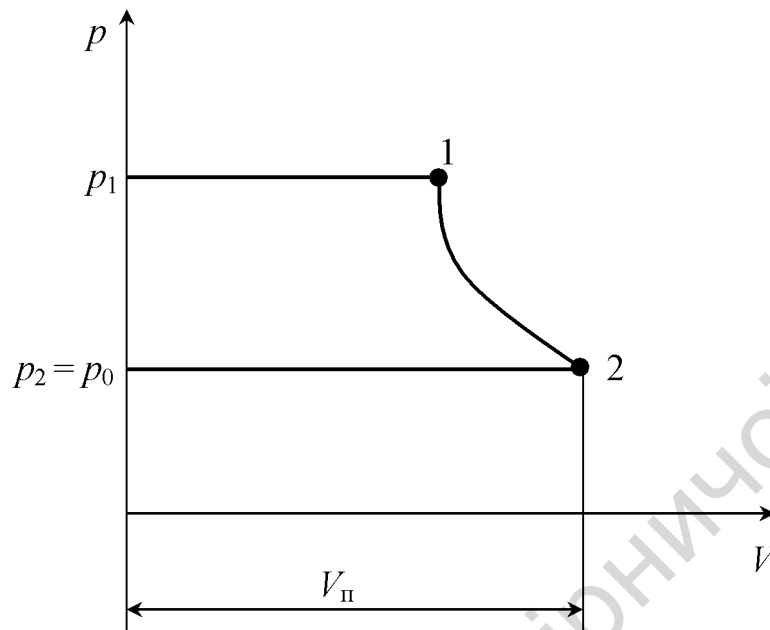


Рис. 3.1. Індикаторна діаграма ідеального поршневого пневмомотора, що працює за циклом з повним розширенням

Коефіцієнт наповнення пневмомотора

$$\sigma = \frac{V_1}{V_n} = \frac{V_n \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}{V_n} = \left( \frac{0,1}{0,45} \right)^{1,4} = 0,342$$

Теоретична об'ємна витрата повітря, приведена до умов навколишнього середовища

$$\dot{V}_0 = \sigma V_n \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} n = 0,342 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,45}{0,1} \cdot \frac{295}{305} \cdot 8,2 = 0,0488 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретична індикаторна робота поршневого пневмомотора

$$L_r = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 V_n \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \left( \frac{0,45}{0,1} \right)^{1,4} - 1 \right] = 749,0 \text{ Дж}.$$

Теоретична потужність пневмомотора

$$N_r = L_r n = 0,749 \cdot 8,2 = 6,14 \text{ кВт}.$$

Кінцева температура відпрацьованого повітря

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 295 \cdot \left( \frac{0,1}{0,45} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 138 \text{ К.}$$

2. Поршневий пневмомотор працює за циклом з повним розширенням повітря. Показник процесу розширення  $m$ . Об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ , параметри стиснутого повітря  $p_1$ ,  $T_1$ , коефіцієнт наповнення  $\sigma$ , частота обертання вала  $n$ . Температура навколишнього середовища  $T_0$ , тиск  $p_0$ . Визначити теоретичні витрату повітря, індикаторну роботу і потужність мотора. Впливом шкідливого простору знехтувати. Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

3. Поршневий пневмомотор працює за циклом з неповним розширенням повітря. Параметри стиснутого повітря  $p_1$ ,  $T_1$ , коефіцієнт наповнення  $\sigma$ . Об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ , частота обертання вала  $n$ . Визначити теоретичні витрату повітря, індикаторну роботу і потужність, а також індикаторний адіабатний коефіцієнт. Температура навколишнього середовища  $T_0$ , тиск  $p_0$ . Показник процесу розширення  $m$ . Впливом шкідливого простору знехтувати. Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

4. На скільки знизиться питома індикаторна робота стиснутого повітря у пневмодвигуні, що працює з повним розширенням, за рахунок дроселювання стиснутого повітря в пневматичній мережі з  $p_1$  до  $p_2$ ? Об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ . Показник процесу розширення  $m$ , атмосферний тиск  $p_0$ . Коефіцієнт наповнення  $\sigma$ . Впливом шкідливого простору знехтувати. Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

5. Визначити теоретичну індикаторну потужність пневмомотора з повним розширенням повітря, якщо параметри стиснутого повітря  $p_1$ ,  $T_1$ ; об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ ; частота обертання вала  $n$ ; впускний клапан закривається на середині ходу поршня. Атмосферний тиск  $p_0$ , показник процесу розширення  $m$ . Впливом шкідливого простору знехтувати. Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

6. Визначити, на скільки зміниться теоретична індикаторна робота об'ємного пневмомотора, що працює з повним розширенням, якщо впуск стиснутого повітря відбудеться на середині ходу поршня. Процес розширення вважати адіабатичним. Початковий тиск  $p_1$ , кінцевий  $p_0$ , повний об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ . Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

7. Визначити теоретичну індикаторну потужність і кінцеву температуру відпрацьованого повітря поршневого пневмомотора, що працює з повним розширенням повітря, якщо об'єм, що описує поршень за один хід,  $V_{\text{п}}$ , частота обертання привода вала  $n$ , початкові параметри стиснутого повітря  $p_1$ ,  $T_1$ , атмосферний тиск  $p_0$ , температура  $T_0$ . Показник процесу розширення  $m$ . Впливом шкідливого простору знехтувати. Вихідні дані приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Остання цифра шифру	$p_1$ , МПа	$p_0$ , МПа	$T_1$ , К	$T_0$ , К	$p_2$ , МПа	Перед-остання цифра шифру	$\dot{V}_п$ , м <sup>3</sup> /с	$\sigma$	$n$ , 1/с	$m$
0	0,45	0,10	315	300	0,35	0	0,20	0,37	10,0	1,35
1	0,60	0,095	300	295	0,45	1	0,15	0,52	12,0	1,32
2	0,51	0,098	310	298	0,40	2	0,18	0,45	13,5	1,27
3	0,48	0,10	308	290	0,39	3	0,21	0,39	14,0	1,25
4	0,58	0,103	338	305	0,42	4	0,40	0,41	11,0	1,34
5	0,61	0,097	305	297	0,50	5	0,50	0,53	15,0	1,21
6	0,55	0,101	335	301	0,35	6	0,35	0,47	12,0	1,23
7	0,40	0,096	340	291	0,36	7	0,42	0,40	14,5	1,30
8	0,47	0,098	317	293	0,40	8	0,48	0,35	11,8	1,30
9	0,37	0,097	320	292	0,28	9	0,28	0,43	12,3	1,31

#### 4 ПНЕВМАТИЧНІ МЕРЕЖІ

Вимоги, що ставляться до шахтних магістральних і розподільних пневмомереж, устрій пневмомережі. Втрати енергії при транспортуванні стиснутого повітря внаслідок опору і негерметичності трубопроводу. Визначення витрати стиснутого повітря групою однотипних споживачів, виробничими ділянками шахти і шахтою в цілому з урахуванням переривчастого характеру роботи деяких споживачів. Визначення подачі шахтної компресорної станції, що забезпечує задану надійність тиску стиснутого повітря в пунктах споживання. Основи проектування шахтних пневматичних мереж.

##### 4.1 Методичні вказівки

При вивченні цієї теми студент повинний засвоїти, з яких основних елементів складається пневматична мережа, її місцезнаходження в шахті й особливості експлуатації. Необхідно знати причини, що викликають утрату енергії стиснутого повітря при транспортуванні його до споживача, і основні умови нормальної експлуатації пневмомережі. У результаті вивчення цього розділу варто засвоїти методику розрахунку витратної характеристики фрагмента мережі і витратної характеристики пневмомережі в цілому, уміти визначати режими роботи пневмомережі, що живиться стиснутим повітрям від однієї чи двох компресорних станцій. Потрібно розібратися в основах проектування шахтних компресорних станцій, результатом якого є вибір основного устаткування, розрахунок системи охолодження компресорів і вибір устаткування цієї системи, вибір фільтрів для очищення засмоктуваного повітря поршневіми і турбокомпресорами та ін. [1, с. 264 – 308; 2, с. 382 – 348; 3, с. 219 – 227; 4, с. 3 – 14].

## 4.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. Призначення і будова пневмомережі.
2. Які види втрат характерні для пневматичної мережі?
3. Які вимоги ставляться до пневмомережі при її нормальній експлуатації?
4. Як виражається витратна характеристика пункту споживання?
5. Що розуміється під найпростішим фрагментом пневмомережі?
6. Як будується витратна характеристика найпростішого фрагмента пневмомережі?
7. Як розраховується і будується витратна характеристика пневмомережі шахти?
8. Якими параметрами визначається режим роботи пневмоустановки?
9. Які основні питання вирішуються при проектуванні пневматичної установки шахти?
10. Які вихідні дані необхідні для проектування пневматичної установки?
11. У чому полягає методика розрахунку витрати стиснутого повітря на ділянках пневмомережі?
12. У чому полягає “метод головного напрямку” при визначенні діаметрів трубопроводів ділянок розгалуженої пневмомережі?
13. Який порядок розрахунку і вибору діаметрів трубопроводів пневмомережі?
14. Основні шляхи підвищення ефективності спільної роботи пневмомереж і пневматичних установок у цілому.

## 4.3 Задачі

1. Визначити зміни тиску і температури стиснутого повітря у вертикальному стволовому трубопроводі внутрішнім діаметром  $D_b = 300$  мм, якщо глибина шахти  $H = 1200$  м, витрата повітря  $G = 10,0$  кг/с, зовнішній діаметр труб  $D_3 = 320$  мм, коефіцієнт теплопередачі повітропроводу, віднесений до зовнішньої поверхні труб  $k = 60$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Початкові температура стиснутого повітря  $T_n = 360$  К, тиск  $p_n = 7 \cdot 10^5$  Па, середня температура вентиляційного повітря в стволі  $T_0 = 300$  К.

### Розв’язання.

Кінцева температура стиснутого повітря в стволовому трубопроводі

$$T_k = T_0 + \frac{gG}{k\pi D_3} + \left( T_n - T_0 - \frac{gG}{k\pi D_3} \right) \exp\left( -\frac{k\pi D_3 H}{c_p G} \right) =$$
$$= 300 + \frac{9,8 \cdot 10,0}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,32} + \left( 360 - 300 - \frac{9,8 \cdot 10,0}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,32} \right) \cdot \exp\left( -\frac{60 \cdot 3,14 \cdot 0,32}{10^3 \cdot 10,0} \cdot 1200 \right) = 302 \text{ К.}$$

де  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup> – прискорення вільного падіння;

$c_p = 10^3$  Дж/(кг·К) – масова ізобарна теплоємність повітря.

Зміна температури стиснутого повітря

$$\Delta T = T_{\text{н}} - T_{\text{к}} = 360 - 302 = 58 \text{ К.}$$

Коефіцієнт Дарсі трубопроводу

$$\lambda = \frac{0,016}{D_{\text{в}}^{0,3}} = \frac{0,016}{0,3^{0,3}} = 0,023.$$

Кінцевий тиск стиснутого повітря в стволовому трубопроводі

$$\begin{aligned} p_{\text{к}} &= p_{\text{н}} \sqrt{\left(1 - \frac{\lambda R^2 T_{\text{с}}^2 G^2}{2g D_{\text{в}} F^2 p_{\text{н}}^2}\right) \exp\left(\frac{2gH}{RT_{\text{с}}}\right) + \frac{\lambda R^2 T_{\text{с}}^2 G^2}{2g D_{\text{в}} F^2 p_{\text{н}}^2}} = \\ &= 7,0 \cdot 10^5 \cdot \left[ \left(1 - \frac{0,023 \cdot 287^2 \cdot 330^2 \cdot 10^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,3 \cdot (7,07 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 49 \cdot 10^{10}}\right) \cdot \exp\left(\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,2 \cdot 10^3}{287 \cdot 331}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{0,023 \cdot 287^2 \cdot 330^2 \cdot 10^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,3 \cdot (7,07 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 49 \cdot 10^{10}} \right]^{0,5} = 6,64 \cdot 10^5 \text{ Па,} \end{aligned}$$

де  $T_{\text{с}} = \frac{T_{\text{к}} + T_{\text{н}}}{2} = \frac{302 + 360}{2} = 331 \text{ К;}$

$F$  – площа перетину трубопроводу,  $\text{м}^2$ ;

$R = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$  – газова стала повітря.

Зміна тиску стиснутого повітря

$$\Delta p = 7,0 \cdot 10^5 - 6,64 \cdot 10^5 = 0,36 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

2. Визначити втрати тиску і зміну температури стиснутого повітря у стволовій ділянці трубопроводу, якщо внутрішній діаметр трубопроводу  $D_{\text{в}}$ , зовнішній  $D_{\text{з}}$ , довжина трубопроводу  $L$ , витрата повітря  $G$ , коефіцієнт теплопередачі повітропроводу, віднесений до зовнішньої поверхні труби  $k$ , початкова температура стиснутого повітря  $T_{\text{н}}$ , тиск  $p_{\text{н}}$ , температура навколишнього повітря в стволі  $T_0$ . Вихідні дані приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Остання цифра шифру	$T_0$ , К	$T_H$ , К	$p_H$ , МПа	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Передостання цифра шифру	$G$ , кг/с	$D_B$ , мм	$D_3$ , мм
0	300	370	0,70	65	0	10,5	300	320
1	310	375	0,60	70	1	11,0	290	306
2	305	365	0,65	75	2	10,0	310	330
3	290	360	0,75	68	3	9,0	274	292
4	295	350	0,58	53	4	8,0	260	276
5	293	355	0,63	54	5	6,0	240	252
6	298	353	0,73	85	6	7,0	250	264
7	320	363	0,50	80	7	12,0	320	340
8	325	373	0,47	81	8	9,5	300	320
9	315	368	0,55	60	9	8,5	280	296

3. Визначити розрахункову витрату стиснутого повітря пунктом споживання, що живить 10 відбійних молотків (номінальна витрата повітря  $V_{H1} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$  при тиску  $p_{H1} = 0,6 \text{ МПа}$  і коефіцієнті використання в часу  $\tau_1 = 0,6$ ); 3 бурильних молотки (перфоратори) ( $V_{H2} = 0,12 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $p_{H2} = 0,6 \text{ МПа}$ ;  $\tau_2 = 0,35$ ); маневрову лебідку ( $V_{H3} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $p_{H3} = 0,45 \text{ МПа}$ ;  $\tau_3 = 0,10$ ); вентилятор місцевого провітрювання ( $V_{H4} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $p_{H4} = 0,5 \text{ МПа}$ ;  $\tau_4 = 1,0$ ), розрахунковий тиск стиснутого повітря  $p_p = 0,6 \text{ МПа}$ . Визначити також раціональний діаметр горизонтальної ділянки трубопроводу, що підводить стиснуте повітря, довжиною  $L = 800 \text{ м}$ , втрати тиску в ньому. Середня температура повітря на ділянці 300 К.

### Розв'язання.

Відповідно до норм проектування приймаємо коефіцієнт, що враховує збільшення витрати повітря за рахунок зносу, для відбійних і бурильних молотків  $k_{31} = k_{32} = 1,15$ , лебідки  $k_{33} = 1,20$ ; вентиляторів місцевого провітрювання  $k_{34} = 1,0$ .

Тоді витратні коефіцієнти споживачів

$$k_1 = \frac{V_{H1}}{p_{H1} - p_0} k_{31} = \frac{0,02}{0,6 - 0,1} \cdot 1,15 = 0,046 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа}),$$

де  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  – атмосферний тиск.

Аналогічно знаходимо

$$k_2 = \frac{0,12}{0,6 - 0,1} \cdot 1,15 = 0,276 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа});$$



$$k_3 = \frac{0,20}{0,45 - 0,1} \cdot 1,2 = 0,686 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа});$$

$$k_4 = \frac{0,20}{0,5 - 0,1} \cdot 1,0 = 0,50 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа}).$$

Розрахункова витрата споживачів при надійності забезпечення тиску 0,995 [4]

$$V_{0c} = \left[ \sum_1^z k_i n_i \tau_i + 2,7 \sqrt{\sum_1^z k_i^2 n_i \tau_i (1 - \tau_i)} \right] p_{p \text{ надл}},$$

де  $n$  – кількість споживачів  $i$ -го типу;

$z$  – кількість типів споживачів;

$p_{p \text{ надл}}$  – надлишковий розрахунковий тиск стиснутого повітря.

$$p_{p \text{ надл}} = p_p - p_0 = 0,6 - 0,1 = 0,5 \text{ МПа}.$$

$$V_{0c} = \left[ 0,046 \cdot 10 \cdot 0,8 + 0,276 \cdot 3 \cdot 0,35 + 0,686 \cdot 0,1 \cdot 1 + 0,5 \cdot 1 \cdot 1 + \right. \\ \left. + 2,7 \cdot \sqrt{0,046^2 \cdot 10 \cdot 0,6 \cdot 0,4 + 0,276^2 \cdot 3 \cdot 0,35 \cdot 0,65 + 0,686^2 \cdot 0,1 \cdot 0,9} \right] \cdot 0,5 = \\ = 0,993 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для визначення розрахункової витрати пункту споживання необхідно ще врахувати виток в розподільній мережі

$$V_{0в} = a p_{p \text{ надл}} \sum_1^z n_i,$$

де  $a = 0,015 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$  – коефіцієнт, що враховує витоки в розподільній мережі пункту споживання [4];

$$V_{0в} = 0,015 \cdot 0,5 \cdot (10 + 3 + 1 + 1) = 0,112 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахункова витрата стиснутого повітря пунктом споживання

$$V_{0пс} = V_{0c} + V_{0в} = 0,993 + 0,112 = 1,105 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Діаметр трубопроводу визначиться з виразу

$$D = (6,6 \div 7,9) \sqrt{\frac{V_{0в} T_c}{p_c}},$$

де  $p_c$  – середній тиск на ділянці трубопроводу.

Приймаємо  $p_c = p_p$ . Тоді

$$D = (6,6 \div 7,9) \cdot \sqrt{\frac{1,105 \cdot 300}{0,6 \cdot 10^6}} = (0,155 \div 0,185) \text{ м.}$$

Відповідно ДЕСТ 8732-78 приймаємо  $D = 168$  мм. Тоді втрати тиску на ділянці

$$\Delta p = \frac{5,27 T_c V_{0\text{nc}}^2 L}{p_c D^{5,3}} = \frac{5,27 \cdot 300 \cdot 1,105^2 \cdot 800}{0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,168^{5,3}} = 3,28 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

4. Визначити втрату тиску на горизонтальній ділянці трубопроводу діаметром  $D$ , по якій транспортується  $G$  кг/с стиснутого повітря при початковому тиску  $p_n$  і середній температурі  $T_c$ . Довжина ділянки  $L$ . Вихідні дані приведені в табл. 4.2.

5. Визначити раціональний діаметр горизонтальної ділянки трубопроводу і втрати тиску в ньому, якщо витрата стиснутого повітря  $V_0$ , середня температура стиснутого повітря на цій ділянці  $T_c$ , середній тиск на ділянці  $p_c$ . Вихідні дані приведені в табл. 4.2.

6. Визначити витрату і діаметр трубопроводу для ділянки пневмомережі, що забезпечує стиснутим повітрям відбійні і бурильні молотки (ВМ і БМ), щитові агрегати (ЩА), навантажувальні машини (НМ), вентилятори місцевого провітрювання (ВМП), маневрові лебідки (МЛ), насоси дільничного водовідливу (НВ). Кількість перерахованого устаткування  $n$ , дані про номінальну витрату стиснутого повітря  $V_n$  при тиску  $p_n$ , значення коефіцієнтів використання устаткування в часу  $\tau$  приведені в табл. 4.2.

Значення розрахункового тиску в пунктах споживання  $p_p$ , середнього розрахункового тиску на ділянці пневмомережі  $p_c$ , середньої температури повітря на ділянці  $T_c$  приведені в табл. 4.2. Тиск навколишнього середовища  $p_0 = 0,1$  МПа.

7. Визначити зміну енергетичного ККД горизонтальної ділянки пневматичної мережі діаметром  $D$  и довжиною  $L$  при транспортуванні по ній повітря з витратами:  $1,0 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $4,5 \text{ м}^3/\text{с}$ . Температура стиснутого повітря дорівнює температурі навколишнього середовища  $T_0$ . Початковий тиск  $p_n$  постійний. Вихідні дані приведені в табл. 4.1.

8. Визначити загальний ККД шахтної пневматичної мережі при умовах, що параметри стиснутого повітря біля компресорної станції: витрата  $G_{\text{кc}} = 20$  кг/с; температура  $T_{\text{кc}} = 395$  К; тиск  $p_{\text{кc}} = 0,93$  МПа. Температура і тиск атмосферного повітря відповідно  $T_0 = 300$  К,  $p_0 = 0,1$  МПа. Прийняти витрату стиснутого повітря біля пунктів споживання  $G$ , температуру і тиск повітря біля пунктів споживання відповідно  $T_n$  і  $p_n$ . Вихідні дані приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.2

Остання цифра шифру	$p_p$ , МПа	$p_c$ , МПа	$T_c$ , К	$L$ , м	$D$ , мм	БМ				ЩА				НМ						
						$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$	$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$	$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$
0	0,60	0,65	330	300	300	0,12	0,56	0,30	1,15	4	0,67	0,50	0,80	1,20	2	0,35	0,40	0,30	1,15	3
1	0,65	0,68	325	500	320	0,14	0,60	0,33	1,10	5	0,60	0,43	0,81	1,22	4	0,34	0,41	0,31	1,20	4
2	0,68	0,70	300	800	290	0,13	0,60	0,38	1,10	3	0,58	0,48	0,78	1,15	3	0,32	0,42	0,33	1,13	5
3	0,70	0,72	310	600	280	0,15	0,63	0,35	1,12	6	0,63	0,43	0,75	1,17	1	0,4	0,45	0,38	1,12	2
4	0,75	0,78	315	700	260	0,18	0,62	0,32	1,18	7	0,55	0,41	0,83	1,18	5	0,37	0,44	0,33	1,17	3
5	0,73	0,75	305	540	250	0,15	0,61	0,35	1,20	2	0,70	0,54	0,73	1,21	2	0,38	0,40	0,32	1,18	1
6	0,63	0,65	320	380	240	0,19	0,58	0,30	1,17	4	0,73	0,50	0,78	1,20	3	0,39	0,43	0,34	1,19	4
7	0,69	0,72	318	430	260	0,14	0,59	0,34	1,16	3	0,59	0,48	0,84	1,16	4	0,32	0,42	0,32	1,21	5
8	0,71	0,73	335	580	230	0,12	0,62	0,31	1,19	6	0,65	0,53	0,82	1,19	3	0,41	0,46	0,37	1,16	3
9	0,70	0,74	321	630	240	0,13	0,65	0,39	1,21	3	0,62	0,52	0,75	1,23	2	0,40	0,44	0,30	1,17	2

Продовження табл. 4.2

Перед-остання цифра шифру	$V_0$ , м <sup>3</sup> /с	$G$ , кг/с	ВМ				ВМП				МЛ				НВ							
			$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$	$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$	$V_{ub}^3$ , м <sup>3</sup> /с	$p_{ub}$ , МПа	$\tau$	$k_3$	$n$					
0	6,8	10,0	0,02	0,60	0,70	1,14	20	0,20	0,51	1,0	1,0	3	0,21	0,45	0,15	1,2	5	0,10	0,50	0,31	1,20	2
1	7,1	10,5	0,021	0,65	0,68	1,10	30	0,21	0,50	1,0	1,12	4	0,25	0,48	0,18	1,21	6	0,15	0,55	0,35	1,15	1
2	4,5	8,4	0,018	0,55	0,55	1,12	35	0,19	0,48	1,0	1,10	2	0,23	0,40	0,20	1,18	4	0,08	0,56	0,29	1,17	3
3	4,8	8,0	0,015	0,57	0,63	1,13	25	0,18	0,53	1,0	1,13	3	0,30	0,43	0,16	1,19	3	0,09	0,53	0,28	1,18	1
4	4,4	7,5	0,025	0,58	0,69	1,15	37	0,22	0,47	1,0	1,00	1	0,27	0,50	0,21	1,17	5	0,06	0,48	0,27	1,19	3
5	4,3	7,0	0,021	0,59	0,71	1,16	28	0,20	0,51	1,0	1,05	4	0,19	0,47	0,19	1,21	2	0,07	0,49	0,36	1,16	1
6	4,0	6,5	0,015	0,61	0,73	1,17	15	0,19	0,49	1,0	1,06	5	0,18	0,45	0,17	1,22	3	0,12	0,54	0,34	1,21	2
7	4,1	9,0	0,017	0,63	0,64	1,18	18	0,17	0,50	1,0	1,03	2	0,20	0,44	0,25	1,23	4	0,11	0,52	0,33	1,20	2
8	3,8	5,8	0,019	0,55	0,67	1,11	29	0,18	0,48	1,0	1,08	3	0,22	0,43	0,24	1,20	2	0,12	0,56	0,30	1,22	4
9	3,9	6,8	0,023	0,58	0,71	1,14	36	0,21	0,55	1,0	1,06	1	0,24	0,42	0,23	1,19	6	0,06	0,55	0,32	1,21	3

## 5 УСТАНОВКИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Основні фактори, що впливають на температуру і вологість вентиляційного повітря у гірничих виробках, принципи теплового розрахунку гірничих виробок. Вплив несприятливих теплових умов у гірничих виробках на стан організму і продуктивність праці шахтарів, основні вимоги Правил безпеки і санітарних правил до теплових умов у виробках шахт.

Схема систем охолодження (кондиціонування) повітря в гірничих виробках глибоких шахт. Елементи установок кондиціонування повітря в шахтах (УКПШ) зі стаціонарними та пересувними холодильними агрегатами.

### 5.1 Методичні вказівки

При вивченні цієї теми студент повинен знати параметри, що визначають теплові умови у виробках шахт, і як вони змінюються за глибиною. Важливо знати існуючі норми теплових умов праці людини в шахті і які наслідки для організму людини можуть бути у разі недотримання цих норм. Варто пам'ятати, що при великих глибинах найбільш ефективним способом регулювання теплових умов у шахтах є штучне охолодження вентиляційного повітря, тобто кондиціонування повітря. Системи кондиціонування повітря в шахтах мають ряд особливостей, що відрізняють їхню експлуатацію від експлуатації подібних систем в інших галузях. Необхідно знати ці особливості та основні схеми існуючих систем кондиціонування повітря на шахтах, а також типи і конструкції пересувних кондиціонерів, що застосовуються в шахтах. Потрібно знати і вміти обчислювати показники ефективності роботи УКПШ [3, с. 232 – 236; 5, с. 5 – 17; 6, с. 5 – 20].

### 5.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. Які параметри визначають теплові умови роботи людей в гірничих виробках шахт?
2. Як змінюється температура гірських порід при зміні глибини їх залягання?
3. Які допустимі значення температур повітря на робочих ділянках за санітарними нормами?
4. Які існують способи регулювання теплових умов?
5. У чому полягають особливості штучного охолодження (кондиціонування) повітря у шахтах?
6. Які схеми УКПШ застосовуються у шахтах?
7. У яких випадках доцільно застосування пересувних кондиціонерів?
8. Із яких основних елементів складається УКПШ?
9. У яких випадках застосовується двоконтурна система транспортування холодоносія?
10. Якими показниками визначається ефективність роботи УКПШ?
11. Описати конструкцію пересувних кондиціонерів, що застосовуються на шахтах.

12. Із яких основних елементів складається пересувний кондиціонер?
13. Описати конструкції шахтних повітроохолоджувачів.
14. Перелічити фактори, що визначають вибір раціональної схеми УКПШ при проектуванні глибоких шахт.
15. У яких випадках доцільно застосування потужних систем кондиціонування зі стаціонарними холодильними машинами?
16. Перелічити особливості експлуатації систем кондиціонування повітря у шахтах у порівнянні з експлуатацією подібних систем в інших галузях?
17. Переваги та недоліки схеми УКПШ із розташуванням станції холодильних машин на поверхні шахти.
18. Які типи холодильних агрегатів застосовуються при розміщенні станції холодильних машин на поверхні шахти?
19. Які типи холодильних агрегатів застосовуються при установленні їх у підземних станціях холодильних машин?

## 6 ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Парокомпресорні холодильні установки (ПКХУ). Схеми, теоретичні та фактичні робочі процеси ПКХУ при застосуванні поршневих компресорів і турбокомпресорів. Основні показники роботи ПКХУ; холодильна потужність, споживана потужність, холодильний коефіцієнт.

Властивості холодоносіїв та холодильних агрегатів, використовуваних в ПКХУ УКПШ. Термодинамічні характеристики елементів ПКХУ: компресора, конденсатора, регулюючого вентиля та випарника; режими роботи ПКХУ і фактори, що його визначають. Регулювання холодної потужності ПКХУ. Переваги, недоліки і раціональна галузь використання ПКХУ в УКПШ.

Повітряні холодильні установки (ПХУ).

Схеми, теоретичні та фактичні цикли, основні показники. Аналіз роботи пневматичної установки шахти як ПХУ з розімкнутим робочим процесом. Перспективи використання ПХУ для кондиціонування повітря в шахтах.

Абсорбційні холодильні установки (АХУ). Принцип дії і схема тепловикористовуючої АХУ. Робочий процес і розрахунок основних показників бромистолітійової АХУ за допомогою діаграми концентрація – ентальпія. Основні питання експлуатації бромистолітійових АХУ. Переваги та недоліки використання абсорбційних агрегатів в УКПШ.

### 6.1 Методичні вказівки

Звісно, що джерелом холоду УКПШ є холодильні машини таких типів: парокомпресорні, абсорбційні та повітряні.

Необхідно знати схеми, принцип дії, теоретичні та фактичні цикли, показники ефективності їх роботи, основні властивості холодоагентів і холодоносіїв та вимоги, що ставляться до них, методи регулювання режимів роботи; уміти будувати характеристики холодної установки і по них визначати її режим

роботи. Треба добре розбиратися у конструкціях основних елементів холодильних установок, твердо запам'ятати умови нормальної експлуатації, найбільш раціональну галузь застосування та способи підвищення ефективності.

Слід пам'ятати, що у випадку малої потрібної холодильної потужності її джерелом можуть бути вихрові холодильні апарати. Необхідно розібратися у принципі їх дії, конструктивних особливостях і раціональній галузі використання [3, с. 237 – 244; 5, с. 18 – 121].

## 6.2 Завдання і питання для самоперевірки

1. Які типи холодильних установок застосовуються сьогодні для кондиціонування повітря в шахтах?
2. Зобразити схему ПКХУ, що працює за основним циклом, і сам основний теоретичний цикл.
3. Як здійснити теоретичний цикл Карно для ПКХУ і чому він не застосовується на практиці?
4. Як працює ПКХУ?
5. Якими показниками характеризується ефективність ПКХУ?
6. Основні вимоги, що ставляться до холодоагентів, використовуваних в УКПШ.
7. Які холодоагенти застосовуються в сучасних ПКХУ?
8. Які речовини застосовуються як проміжний холодоносії в ПКХУ?
9. Зобразити фактичний цикл ПКХУ та назвати основні фактори, що відрізняють цей цикл від теоретичного.
10. Назвати показники, що визначають ефективність реального циклу ПКХУ.
11. Як будується термодинамічна характеристика елементів ПКХУ?
12. Як визначається режим роботи ПКХУ?
13. Які існують способи регулювання режиму роботи ПКХУ?
14. Які конструкції компресорів застосовуються на холодильних машинах в УКПШ?
15. Що являє собою конденсатор сучасної ПКХУ?
16. Які конструкції випарників найбільш широко застосовуються в УКПШ?
17. Приведіть приклади конструкцій дроселів холодоагенту в ПКХУ.
18. Які основні фактори приводять до порушення нормальної роботи холодильних установок з поршневыми компресорами?
19. У чому полягає принципова різниця повітряної холодильної установки від парокомпресорної?
20. Які фактори визначають відрізнення фактичного робочого процесу ПХУ від теоретичного?
21. Якими способами можна підвищити економічність роботи ПХУ?
22. Як влаштовані і працюють вихрові холодильні апарати?
23. Намалюйте схему й опишіть принцип дії АХУ.
24. З яких основних елементів складається бромистолітійова АХУ?
25. Які фактори приводять до відрізнення дійсного робочого процесу абсорбційної установки від теоретичного?

26. Якими показниками визначається ефективність роботи абсорбційної холодильної установки?
27. У яких випадках раціонально використовувати абсорбційні холодильні установки?

### 6.3 Задачі

1. Фреонова холодильна установка холодильною потужністю  $Q_x = 185$  кВт працює при температурі випару  $t_1 = -20$  °С. Пара з випарника виходить сухою насиченою. Температура конденсації  $t_k = 28$  °С. Визначити холодильний коефіцієнт теоретичного циклу, витрату фреону 12 і теоретичну потужність двигуна холодильної машини.

#### Розв'язання.

Задача розв'язується за допомогою  $i, p$ - діаграми (рис. 6.1). Процес випару у випарнику зображується лінією  $b-1$  (рис. 6.2).

Стан фреонової пари визначається на  $i, p$ - діаграмі точкою 1 на перетині ізотерми  $t_1 = -20$  °С з лінією сухої насиченої пари. Адіабатний процес стиску фреону у компресорі зображений лінією  $1-a$  (рис. 6.2). Точка  $a$  утворилася перетином цієї лінії з ізобарою  $p_k$ , відповідною температурі конденсації фреону  $t_k = 28$  °С. Процес конденсації зображується лінією  $a-2$ , процес дроселювання умовно зображується лінією  $2-b$ .

За  $i, p$ - діаграмою (рис. 6.1) визначаємо значення ентальпії у характерних точках циклу:  $i_1 = 563,6$  кДж/кг;  $i_a = 592,9$  кДж/кг;  $i_2 = i_b = 445$  кДж/кг.

Холодовиробність 1 кг фреону

$$q_x = i_1 - i_b = 563,6 - 445,8 = 117,8 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата фреону

$$m = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{185}{117,8} = 1,57 \text{ кг/с.}$$

Теоретична робота компресора

$$l = i_a - i_1 = 592,9 - 563,6 = 29,3 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильний коефіцієнт визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{q_x}{l} = \frac{117,8}{29,3} = 4,02.$$

Теоретична потужність двигуна холодильної машини

$$N = ml = 1,57 \cdot 29,3 = 46,0 \text{ кВт.}$$

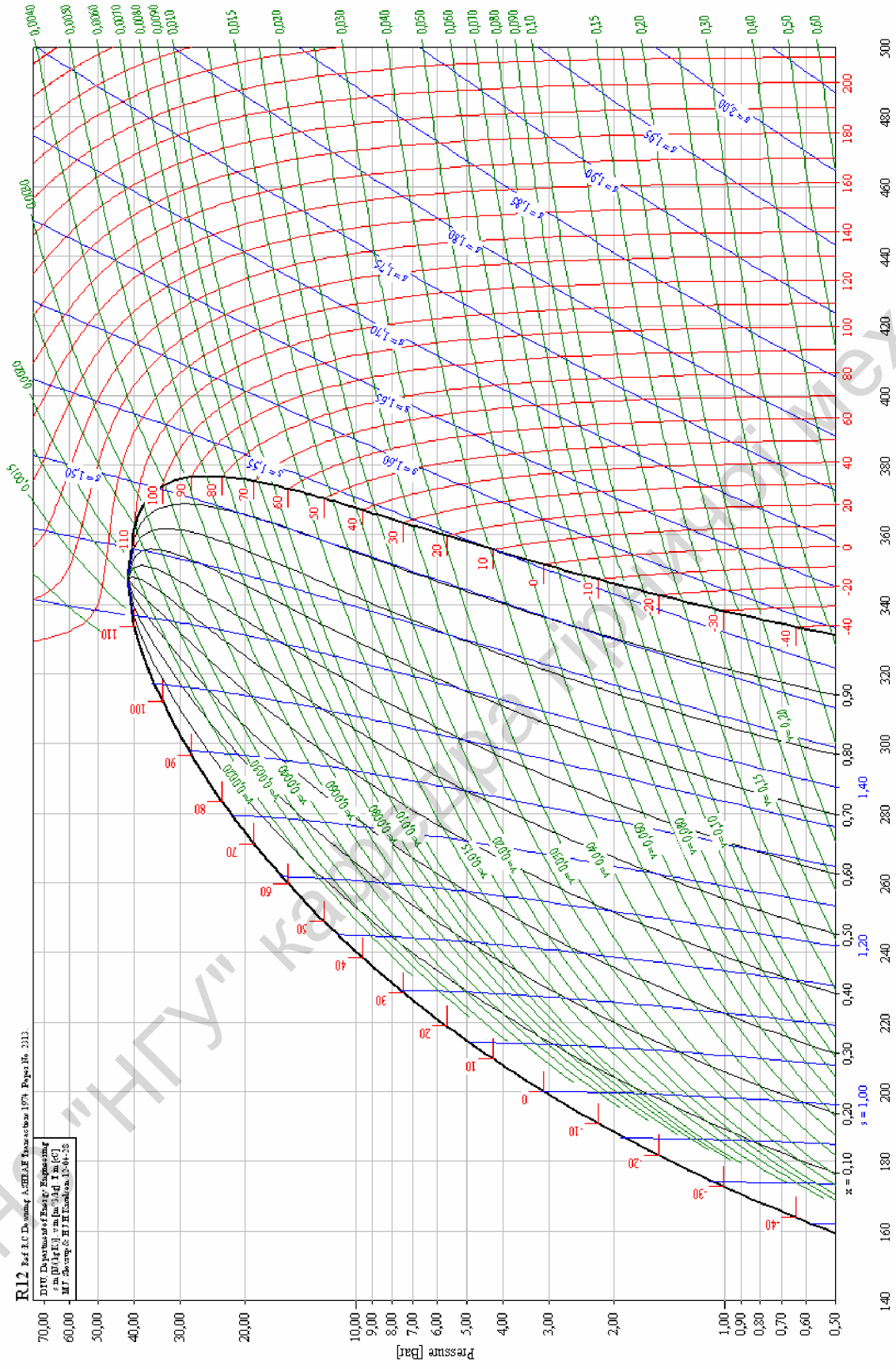


Рис. 6.1. Діаграма стану фреону-12



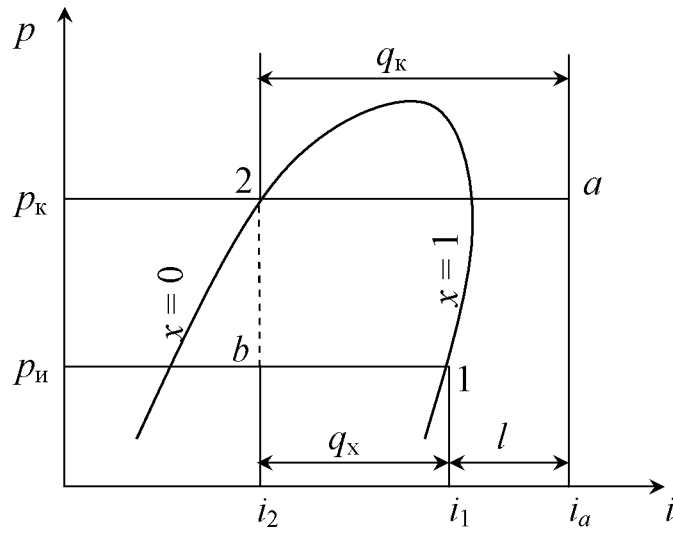


Рис. 6.2 – Основний цикл парокомпресорної холодильної установки

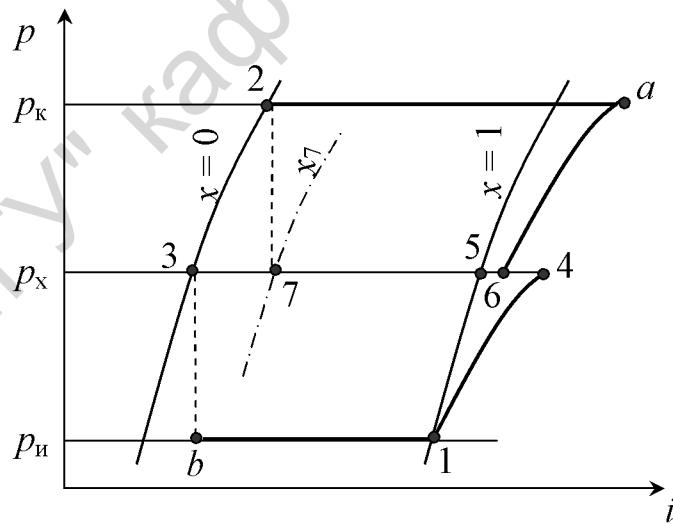


Рис. 6.3 – Цикл турбокомпресорної холодильної установки з двоступінчатим дроселюванням

Таблиця 6.1

Остання цифра шифру	$t_k$ , °C	$t_T$ , °C	$t_a$ , °C	Передостання цифра шифру	$t_b$ , °C	$N_e$ , кВт	$Q_x$ , кВт
0	35	30	42	0	-5	430	1800
1	33	29	40	1	-8	450	1100
2	32	20	39	2	-10	350	1200
3	30	25	38	3	-4	280	2000
4	34	28	43	4	-2	370	1500
5	36	30	45	5	-15	560	1300
6	31	26	39	6	-12	590	2400
7	29	25	38	7	-7	440	850
8	33	28	41	8	-6	330	2100
9	34	29	42	9	-9	620	1200

2. Фреонова холодильна машина працює при температурі випаровування  $t_b$ . Пара з випарника виходить сухою насиченою. Температура конденсації пари  $t_k$ . Температура сконденсованого фреону знижується внаслідок дроселювання. Визначити холодильний коефіцієнт. Представити цикл в  $T, s$ - та  $i, p$ - координатах. Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

3. Теоретична потужність фреонового компресора холодильної установки  $N_e$ . Температура випаровування  $t_b$ . З компресора фреонова пара виходить при температурі  $t_k$ . Температура рідкого фреону знижується в регульовальному вентилі. Визначити холодовиробність одного кілограма фреону, холодильний коефіцієнт та холодильну потужність установки. Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

4. У компресор фреонової холодильної установки надходить суха насичена пара і стискується по адіабаті. Температура фреону у випарнику  $t_b$ , у конденсаторі  $t_k$ . Після конденсатора рідкий фреон розширюється в регульовальному вентилі. Визначити теплове навантаження конденсатора, якщо холодильна потужність установки  $Q_x$ . Представити цикл в  $T, s$ - та  $i, p$ - координатах. Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

5. З випарника фреонової холодильної установки пара виходить сухою насиченою при температурі  $t_b$ . Температура адіабатно стиснутої пари  $t_a$ . Проходячи крізь конденсатор та переохолоджувач пара перетворюється на рідкий фреон з температурою  $t_T$ . Провести зрівняння цієї установки з установкою, що працює без переохолодження, визначивши витрату фреону, холодильний коефіцієнт та теоретичну потужність двигуна холодильної машини, якщо її холодильна потужність  $Q_x$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

6. Визначити основні теоретичні показники турбокомпресорної холодильної установки, яка працює за циклом з двоступінчатим дроселюванням фреону 12, якщо холодильна потужність установки  $Q_x$ , температура кипіння фреону  $t_b$  та конденсації  $t_k$ . Тиск у віддільнику рідини  $p_x = \sqrt{p_k p_b}$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

7. Визначити основні показники основного теоретичного циклу пароконпресорної холодильної установки, що працює на фреоні 12, якщо тиск холодоагенту у конденсаторі  $p_k$ , кінцева температура фреону у компресорі  $t_a$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

8. Визначити основні показники теоретичного циклу турбокомпресорної холодильної установки з двоступінчатим дроселюванням фреону 12, якщо температура конденсації фреону у циклі  $t_k = 35^\circ\text{C}$ , а температура кипіння у випарнику  $t_b = -5^\circ\text{C}$ . Тиск пари у віддільнику рідини  $p_x$ . Холодильна потужність установки  $Q_x$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.1.

#### Розв'язання.

За  $i, p$  – діаграмою стану фреону 12 знаходимо значення ентальпії у характерних точках циклу (рис. 6.1, 6.3):  $i_2 = 434,2$  кДж/кг;  $i_b = 411,7$  кДж/кг;  $i_1 = 551,0$  кДж/кг;  $i_4 = 560,0$  кДж/кг;  $i_5 = 558,0$  кДж/кг.

Питома холодовиробність циклу

$$q_x = i_1 - i_b = 551,0 - 411,7 = 139,3 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата фреону 12 через випарник

$$m_b = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{2500}{139,3} = 17,95 \text{ кг/с.}$$

Точка 7, яка визначає стан фреону на вході у віддільник рідини, знаходиться на  $i, p$  – діаграмі на перетині ізобари  $p_7 = p_x$  та ізоентальпи  $i_7 = i_2$ . У цій точці міра сухості фреону  $x_7 = 0,15$ .

Ентальпія фреону на вході в другий ступень компресора

$$i_6 = i_4 - x_7(i_4 - i_5) = 560 - (560 - 558) \cdot 0,15 = 559,7 \text{ кДж/кг.}$$

По лінії 6-а (ентропія  $s = \text{const}$ ) знаходимо ентальпію на виході компресора  $i_a = 570$  кДж/кг.

Витрата холодоагенту через конденсатор

$$m_k = \frac{m_b}{(1 - x_7)} = \frac{17,95}{1 - 0,15} = 21,11 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність на валу компресора.

$$N_{eT} = m_b(i_4 - i_1) + m_k(i_a - i_6) = 17,55 \cdot (560 - 551) + 21,11 \cdot (570 - 559,7) = 379 \text{ кВт.}$$

Холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{N_{eT}} = \frac{2500}{379} = 6,6.$$

Теплова потужність, що відводиться від холодоагенту в конденсаторі

$$Q_x = m_k (i_a - i_2) = 21,11 \cdot (570,0 - 434,2) = 2867 \text{ кВт.}$$

9. Визначити основні показники теоретичного циклу турбокомпресорної холодильної установки з двоступінчастим дроселюванням фреону 12, якщо міра сухості і тиск після першого ступеня дроселювання  $x_7$ ,  $p_x$ , ентальпія пари після стиску в першому ступені компресора  $i_4$ . Установка працює за циклом, зображеним на рис. 6.3. Витрати фреону через випарник  $m_b$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.2.

10. Визначити основні показники теоретичного циклу турбокомпресорної холодильної установки, що працює на фреоні 12. Тиск у конденсаторі  $p_k$ , температура пари на виході компресора  $t_a$ , витрата фреону через випарник  $m_b$ , тиск пари після першого ступеня компресора (у віддільнику рідини)  $p_x$ . Вихідні дані приведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Остання цифра шифру	$p_k$ , МПа	$p_x$ , МПа	$t_a$ , °С	$i_4$ , кДж/кг	Передостання цифра шифру	$x_7$	$m_b$ , кг/с	$m_k$ , кг/с
0	0,75	0,45	38	578	0	0,21	15,1	22,1
1	0,80	0,40	39	576	1	0,18	14,3	23,4
2	0,85	0,43	44	581	2	0,20	16,8	19,5
3	0,78	0,39	40	583	3	0,14	17,1	21,8
4	0,87	0,46	42	580	4	0,18	12,3	20,4
5	0,90	0,47	45	585	5	0,20	13,8	21,1
6	0,79	0,41	38	575	6	0,17	14,0	18,7
7	0,84	0,42	42	580	7	0,22	17,5	19,3
8	0,76	0,38	39	572	8	0,15	16,4	21,0
9	0,74	0,36	47	565	9	0,21	15,8	22,5

11. Компресор аміачної холодильної установки має теоретичну потужність  $N_e$ . З компресора суха насичена пара аміаку при температурі  $t_k$  прямує в конденсатор, після якого рідина в дросельному вентилю розширюється. Температура випарювання аміаку в охолоджуваному середовищі  $t_b$ . Визначити витрату аміаку, холодовиробність і холодильний коефіцієнт установки. Вихідні дані представлені в табл. 6.1.

## 7 УСТАТКУВАННЯ СИСТЕМ ЦИРКУЛЯЦІЇ ТЕПЛО- І ХОЛОДОНОСІЇВ УКПШ

Повітроохолоджувачі. Конструкція і тепловий розрахунок повітроохолоджувачів, використовуваних в УКПШ. Термодинамічні характеристики.

Питання нормальної експлуатації повітроохолоджувачів у шахтних умовах. Принцип дії й основи термодинамічного розрахунку форсункових повітроохолоджувачів, перспектива їхнього використання в УКПШ.

Підземні системи циркуляції холодоносія, устаткування, схеми, розрахунок гідравлічних і термодинамічних режимів.

Теплообмінники високого тиску, конструкція, термодинамічний розрахунок. Розсільні системи УКПШ.

Системи відводу тепла конденсації холодильних агрегатів УКПШ. Схеми відводу тепла конденсації підземних холодильних агрегатів і їхній розрахунок.

### 7.1 Методичні вказівки

Системи циркуляції тепло і холодоносіїв УКПШ включають повітроохолоджувачі, трубопроводи для транспортування первинного і вторинного холодоносіїв, теплообмінники високого тиску, устаткування відводу тепла конденсації холодильних машин. У цій темі студенту необхідно вивчити типи і конструкції переліченого устаткування, основи його розрахунку і вибору. Необхідно засвоїти, що підсистема споживання холоду УКПШ поєднує пункти охолодження повітря та устаткування для транспортування холоду. Характеристика цієї підсистеми представляє залежність холодильної потужності від температур первинного холодоносія на виході чи на вході станції холодильних машин. Знаючи холодильну потужність, забезпечувану холодильними агрегатами, можна за цими характеристиками визначити температуру холодоносіїв і охолоджуваного повітря при роботі УКПШ. Обладнання відводу тепла конденсації холодоагенту від холодильних агрегатів входить до підсистеми виробництва холоду. Термодинамічна характеристика цієї підсистеми найчастіше отримана графоаналітичним способом і представляється у вигляді залежності холодильної і споживаної електричної потужності від температури кипіння холодоагенту або кінцевої температури охолоджуваного середовища. Потрібно розібратися, як будуються такі характеристики, і вміти з їхньою допомогою визначати режими роботи УКПШ за відомою початковою температурою конденсаторної води [5, с. 123 – 148; 6, с. 22 – 90].

### 7.2 Завдання та питання для самоперевірки

1. Яке призначення повітроохолоджувачів у системі УКПШ та їхні конструктивні особливості.
2. Основи розрахунку повітроохолоджувачів та їхні характеристики.
3. Що являють собою контактні повітроохолоджувачі?
4. Яке призначення підсистеми транспортування холоду?
5. Основи розрахунку втрати холодильної потужності на ділянках підземної трубопровідної мережі розподілення холодоносія.

6. Які особливості режимів роботи підземної трубопровідної мережі розподілення холодоносія?
7. Як здійснюється регулювання гідравлічних режимів підземної системи транспортування холодоносіїв при зміні топології мережі або потрібної витрати води у пунктах охолодження повітря.
8. Що являє собою контур первинного холодоносія?
9. Яке призначення теплообмінника високого тиску та його конструктивні особливості?
10. Що включає до себе підсистема споживання холоду?
11. Як визначається та зображується графічно характеристика підсистеми споживання холоду?
12. Яке обладнання входить до складу підсистеми виробництва холоду УКПШ?
13. Що являє собою термодинамічна характеристика підсистеми виробництва холоду?
14. Які відомі схеми відводу тепла конденсації ПКХУ?
15. Які конструкції водоохолоджуючих пристроїв застосовуються в УКПШ?
16. Що являє собою термодинамічна характеристика водоохолоджуючих пристроїв?

### 7.3 Задачі

1. Визначити необхідну холодильну потужність повітроохолоджувача, розташованого в гірничій виробці, якщо температура і відносна вологість неохолодженого повітря  $t_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 0,85$ , температура охолодженого струменя  $t_c = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Витрата повітря у виробці  $V_0 = 10,0 \text{ м}^3/\text{с}$ . Барометричний тиск  $p_0 = 110 \text{ кПа}$ . Витрата повітря через повітроохолоджувач  $V_{\text{ПО}} = 7,0 \text{ м}^3/\text{с}$ . Потужність вентилятора повітроохолоджувача (з електроприводом) складає  $N_{\text{вент}} = 20 \text{ кВт}$ .

#### Розв'язання.

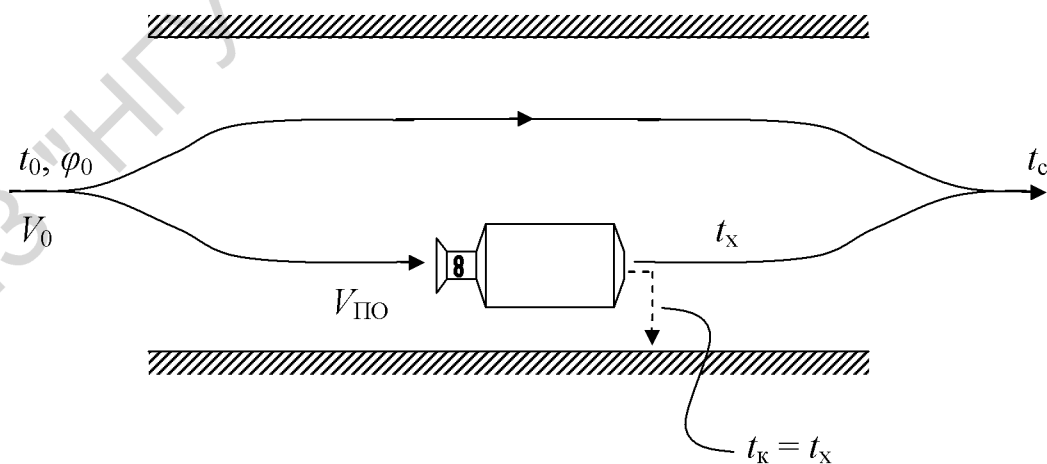


Рис. 7.1. Схема пункту охолодження повітря в гірничій виробці

Необхідна холодильна потужність повітроохолоджувача визначається за формулою

$$Q_{\text{ПО}} = M_{\text{в}} [I_0 - I_c - i_{\text{к}} (d_0 - d_c)] + k_{\text{ен}} N_{\text{вент}},$$

де  $M_{\text{в}}$  – масова витрата повітря у виробці, кг/с;

$I_0$  та  $I_c$  – ентальпія вологого повітря на вході та виході з пункту охолодження, кДж/кг;

$d_0$  та  $d_c$  – вологовміст повітря на вході та виході з пункту охолодження;

$i_{\text{к}}$  – ентальпія конденсату, що видаляється з повітроохолоджувача, кДж/кг;

$k_{\text{ен}}$  – коефіцієнт, який враховує вид енергії привода вентилятора повітроохолоджувача (для електроенергії  $k_{\text{ен}} = 1$ , для пневмоенергії  $k_{\text{ен}} = 0$ );

$N_{\text{вент}}$  – потужність, яку споживає привод вентилятора, кВт.

Масова витрата повітря у виробці

$$M_{\text{в}} = \rho_0 V_0,$$

де  $\rho_0$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Якщо знехтувати впливом вологості на густину повітря, то

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R(273+t_0)} = \frac{110000}{287 \cdot (273+25)} = 1,286 \text{ кг/м}^3,$$

де  $R = 287$  Дж/(кг·К) – газова стала сухого повітря.

Таким чином,  $M_{\text{в}} = 1,286 \cdot 10,0 = 12,86$  кг/с.

Параметри  $I_0$ ,  $I_c$ ,  $d_0$ ,  $d_c$  та  $i_{\text{к}}$  знаходяться за допомогою  $I, d$  – діаграми вологого повітря, або розраховуються аналітично.

При аналітичному розрахунку визначаються такі параметри:

тиск насиченої водяної пари при температурах  $t_0$  та  $t_c$ . За формулою Фільнея

$$p_{\text{н}0} = 133,3 \cdot 10^{\frac{8,12 t_0 + 156}{236 + t_0}} = 133,3 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot 25 + 156}{236 + 25}} = 3164 \text{ Па};$$

аналогічно  $p_{\text{н}c} = 2063$  Па;

парціальний тиск водяної пари в неохолодженому повітрі

$$p_{\text{п}0} = \varphi_0 p_{\text{н}0} = 0,85 \cdot 3164 = 2689 \text{ Па};$$

парціальний тиск водяної пари в охолодженому повітрі. Оскільки  $p_{\text{н}c} < p_{\text{п}0}$ , то останній буде  $p_{\text{п}c} = p_{\text{н}c} = 2063$  Па, а відносна вологість охолодже-

ного повітря  $\varphi_c = 1,0$  (у протилежному випадку, тобто при  $p_{nc} \geq p_{п0}$  слід було б прийняти  $p_{nc} = p_{п0}$ , а  $\varphi_c = \frac{p_{nc}}{p_{nc}}$ );

вологівміст неохолодженого та охолодженого повітря

$$d_0 = 0,622 \frac{p_{п0}}{p_0 - p_{п0}} = 0,622 \cdot \frac{2689}{110000 - 2689} = 0,01559,$$

$$d_c = 0,622 \frac{p_{nc}}{p_0 - p_{nc}} = 0,622 \cdot \frac{2063}{110000 - 2063} = 0,01189;$$

ентальпія неохолодженого та охолодженого повітря

$$I_0 = c_{p \text{ пов}} t_0 + r d_0 = 1,0 \cdot 25 + 2500 \cdot 0,01559 = 64,0 \text{ кДж/кг},$$

$$I_c = c_{p \text{ пов}} t_c + r d_c = 1,0 \cdot 18 + 2500 \cdot 0,01189 = 48,0 \text{ кДж/кг},$$

де  $c_{p \text{ пов}} = 1,0$  кДж/(кг·К) – ізобарна теплоємність сухого повітря;

$r = 2500$  кДж/кг – питома теплота пароутворення;

коефіцієнт підмішування

$$a = \frac{V_{\text{ПО}}}{V_0} = \frac{7,0}{10,0} = 0,7;$$

температура повітря на виході з повітроохолоджувача

$$t_x = \frac{t_c - t_0(1-a)}{a} = \frac{18 - 25 \cdot (1-0,7)}{0,7} = 15,0 \text{ }^\circ\text{C};$$

ентальпія конденсату, який на виході з повітроохолоджувача має температуру  $t_k = t_x = 15,0$  °С,

$$i_k = c_w t_k = 4,19 \cdot 15,0 = 62,85 \text{ кДж/кг},$$

де  $c_w = 4,19$  кДж/(кг·К) – теплоємність води.

Нарешті, визначаємо необхідну холодильну потужність повітроохолоджувача

$$Q_{\text{ПО}} = 12,86 \cdot [64,0 - 48,0 - 62,85 \cdot (0,01559 - 0,01189)] + 1,0 \cdot 20,0 = 222,8 \text{ кВт}.$$



2. Визначити необхідну холодильну потужність повітроохолоджувача, розташованого в гірничій виробці, якщо температура і відносна вологість неохолодженого повітря  $t_0$  та  $\varphi_0$ , температура охолодженого струменя  $t_c$ . Витрата повітря у виробці  $V_0$ . Барометричний тиск  $p_0 = 110$  кПа. Коефіцієнт підмішування повітря  $a$ . Потужність вентилятора повітроохолоджувача складає  $N_{\text{вент}}$ . Вихідні дані приведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Остання цифра шифру	$t_0$ , °C	$\varphi_0$	$V_0$ , м <sup>3</sup> /с	Передостання цифра шифру	$t_c$ , °C	$a$	$N_{\text{вент}}$ , кВт	Вид енергії
0	22	0,8	5,0	0	15	0,7	10	електрична
1	23	0,8	6,0	1	16	0,6	11	пневматична
2	24	0,8	7,0	2	17	0,75	12	електрична
3	26	0,8	8,0	3	18	0,65	13	пневматична
4	22	0,9	9,0	4	17	0,7	15	електрична
5	23	0,9	10,0	5	18	0,55	20	пневматична
6	24	0,9	12,0	6	19	0,6	24	електрична
7	25	0,8	12,0	7	20	0,5	24	пневматична
8	26	0,9	10,0	8	21	0,7	20	електрична
9	25	0,9	15,0	9	17	0,75	30	пневматична

## 8 ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ УКПШ

Вихідні дані при проектуванні установок кондиціонування повітря в шахтах. Вибір устаткування і розміщення в шахті пунктів охолодження повітря. Проектування підземної системи циркуляції холодоносія (охолодної води) Проектування контуру циркуляції первинного холодоносія. Принципи розрахунку термодинамічних режимів роботи УКПШ. Допоміжне устаткування станцій холодильних машин. Основні питання нормальної експлуатації УКПШ, перспективи використання в гірничій промисловості та основні шляхи удосконалення цих установок.

### 8.1 Методичні вказівки

При вивченні цього розділу дисципліни необхідно засвоїти, що в завдання проектування УКПШ входить вибір устаткування УКПШ, визначення необхідних діаметрів трубопроводів холодоносіїв, а також гідравлічних і термодинамічних режимів роботи як окремих елементів, так і систем в цілому. Оскільки установки кондиціонування повітря глибоких шахт є складні системи, що складаються з багатьох елементів, то основний принцип проектування полягає у виборі оптимальних параметрів системи і відповідного цій мети необхідного устаткування, що виконується за допомогою ЕОМ, для чого розроблені економіко-математичні моделі системи, що включають такі вихідні дані: календар-

ний план розвитку гірничих робіт на проєктований період, результати аеродинамічних і теплових розрахунків вентиляції шахти, технічні, вартісні характеристики машин і апаратів, а також матеріалів, використовуваних у системах, тарифи на електричну енергію та ін. Щоб розбиратися в питаннях проєктування, студенту необхідно орієнтуватися в гірничо-технологічних умовах шахти, технічних і вартісних характеристиках машин і апаратів, регламентованих Правилами безпеки і санітарними нормами, параметрах вентиляційного повітря в гірничих виробках.

Потрібно розібратися в основах сучасного методу проєктування складних систем кондиціонування, що полягає в тому, що вся система і її економіко-математична модель розбивається на окремі фрагменти (блоки), зв'язок між якими враховується спеціальними параметрами.

Необхідно знати: питання нормальної експлуатації УКПШ, що полягає в забезпеченні гарантованої характеристики повітроохолоджувачів при наявних параметрах повітря та охолодної води в шахті; які допускаються граничні відхилення нормалізованої холодильної потужності повітроохолоджувачів від паспортної, умови рециркуляції холодного повітря, яка приводить до істотного зниження холодильної потужності агрегатів та інше (6, с. 97 – 251).

## **8.2 Завдання і питання для самоперевірки**

1. Які основні задачі вирішуються при проєктуванні УКПШ?
2. У чому полягають сучасні методи проєктування УКПШ?
3. Які необхідні вихідні дані для виконання проєкту УКПШ?
4. У яких випадках при проєктуванні використовується метод декомпозиції та у чому він полягає?
5. Як вибираються оптимальні параметри повітроохолоджувачів при проєктуванні?
6. У яких випадках можливе виникнення кавітаційних режимів у підземній мережі циркуляції холодоносіїв?
7. Які основні причини приводять до низької ефективності експлуатації повітроохолоджувачів?
8. Які фактори приводять до погіршення характеристик повітроохолоджувачів?
9. Яка причина рециркуляції повітря, охолоджуваного в повітроохолоджувачі, і як її можна усунути?
10. Назвіть заходи, які необхідно здійснювати для нормальної роботи підземної мережі розподілу холодоносія?
11. Які порушення нормальної роботи поршневих компресорів вважаються найбільш небезпечними?
12. Які способи підвищення холодильної потужності пункту охолодження повітря УКПШ можливо застосувати під час експлуатації?

## Список літератури

1. Мурзин В.А., Цейтлин Ю.А. Рудничные пневматические установки. – М.: Недра, 1965. – 316 с.
2. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 351 с.
3. Картавый Н.Г. Стационарные машины. – М.: Недра, 1981. – 327 с.
4. Методические указания по проектированию пневматических установок шахт / Сост. Ю.А. Цейтлин. – Днепропетровск: ДГИ, 1987. – 30 с.
5. Цейтлин Ю.А. Установки для кондиционирования воздуха в шахтах. – М.: Недра, 1974. – 166 с.
6. Проектирование и эксплуатация шахтных систем кондиционирования воздуха / Ю.А. Цейтлин, Т.Г. Абрамова, В.И. Могилевский и др. – М.: Недра, 1983. – 261 с.

ДВНЗ "НГУ" кафедра гірничої механіки

Укладачі:  
Савенчук Олексій Степанович  
Оксень Юрій Іванович  
Кириченко Євген Олексійович

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної роботи студентів заочної форми навчання з дисциплін “Пневматичні установки гірничих підприємств” та “Установки для кондиціонування повітря шахт” напрям 0902 Інженерна механіка

Редакційно-видавничий комплекс  
Редактор В.А. Третяк

Підписано до друку 20.12.2002.      Формат 30 x 42/4  
Папір Cartain. Ризографія. Умовн.-друк. арк. 2,4.  
Обліково-видавн. арк. 2,4. Тираж 50 прим. Зам. № \_\_\_\_\_