#### МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,

**УКРАЇНИ**

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ**

**ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**МІЛОВАНОВ В,І,**

## КОМПРЕСОРНІ МАШИНИ

#### Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи

**Одеса 2021**

Мілованов В.І. Компресорні машини. до практичних занять та самостійної роботи. Одеська Методичні вказівки національна академія харчових технологій, 2021, 47с.

 Придбання стійких навичок у рішенні практичних задач досягається в процесі активної самостійної роботи студентів над навчальним матеріалом при підготовці до практичних і лабораторних занять, а також при виконанні домашніх завдань.

 В методичних вказівках викладено основні положення і методологія розрахунків та проектування компресорних машин різних типів та призначень. Наведені варіанти та приклади виконання завдань для
самостійної роботи.

 Методичні вказівки для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні кафедри компресорів та пневмоагрегатів.

Протокол № 7 від 9 лютого 2021 р.

Зав. каф. В.Мілованов

Розглянуто та схвалено методичною радою зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування"

Голова ради \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Хмельнюк М.Г.

ЗМІСТ

 стор.

Передмова 4

1.Визначення об'ємної границі стиснення газів в

одній щаблі компресора об’ємного стиснення 4

* 1. Зразок розв'язання задач. 5

1.2Задачі для самостійного рішення. 5

2.Визначення температурної границі стиснення

поршневого компресора. 6

2.1 Зразок розв'язання задач. 6

2.2Задачі для самостійного рішення. 7

3.Термодинамічний розрахунок одноступінчастого

 повітряного поршневого компресора. 7

3.1 Зразок розв'язання задач. 9

3.2 Задачі для самостійного рішення. 11

4.Термодинамічний розрахунок одноступінчастого

поршневого холодильного компресора. 12

4.1 Зразок розв'язання задач. 15

4.2Задачи для самостійного рішення. 18

5.Термодинамічний розрахунок багатоступінчастого

поршневого повітряного компресора. 19

5.1Зразок розв'язання задач. 29

5.2 Задачі для самостійного рішення. 36

6.Термодинамічний розрахунок роторно-лопатевого

 компресора 36

6.1Зразок розв'язання задач. 39

6.2 Задачі для самостійного рішення. 40

7. Розрахунок ротаційного компресора з ротором,

 що котиться 41

7.1 Зразок розв'язання задач. 42

7.2 Задачі для самостійного рішення. 42

8. Розрахунок мембранного компресора 43

8.1Зразок розв'язання задач. 44

8.2 Задачі для самостійного рішення. 46

9. Контрольні заходи 46

10. Список літератури 47

**Передмова**

 Метою виконання практичних задач та завдань для самостійної роботи є активізація процесу навчання та отримання навичок використання отриманих студентом знань у його практичній діяльності.

 Для виконання індивідуальних завдань студентові необхідно вивчити програмний матеріал, що винесений на самостійну роботу. Зміст та об’єм всіх завдань відповідає курсу лекцій, що читається. Індивідуальні завдання виконуються протягом семестру згідно з графіком та оформлюються у вигляді звіту відповідно до діючих стандартів.

 Термін видачі та здавання індивідуальних завдань, а також форма контролю виконання самостійної роботи студентів(перевірка та бесіда, перевірка та захист) визначаються кафедрою та повідомляються студентам на першій лекції.

 .У посібнику розглядаються питання розрахунку компресорів об’ємного стиснення, тому що курс «Компресорні машини» присв'ячений вивченню компресорів об’ємного стиснення, а саме поршневих та ротаційних.

У посібнику надані завдання, які охоплюють такі розділи дисципліни як: визначення коефіцієнта корисної дії компресора, факторів, які впливають на нього, індикаторної потужності компресора а також визнання розмірів компресора з термодинамічного розрахунку.

 Надані завдання розрахунку об'ємної та температурної меж стиснення в одній щаблі компресора.

 Розглянуті завдання термодинамічного розрахунку компресорів:поршневих одноступінчатих газових і парових, багатоступінчатих повітряних,а також ротаційних та мембранних компресорів.

**1.Визначення об'ємної межі стиснення газу в одній щаблі компресора об’ємного стиснення.**

 Об'ємна межа стиснення газу в одній щаблі відповідає режиму роботи компресора, при якому об'ємний коефіцієнт подачі λс і об'ємна продуктивність компресора дорівнюють нулю. Об'ємна межа стиснення визначається залежністю

,

де Р2/Р1 – гранична ступінь стиснення;

 с- відносна величина мертвого об’єму, яка дорівнює відношенню мертвого об’єму Vcдо теоретичної об’ємної продуктивності Vh, с = Vc /Vh;

 mp - показник політропи розширення газу з мертвого об’єму, mp = (0,94÷0,98) nc, nc = (0,92÷0,98) к, деnс - показник політропи стиснення газу; к- показник адіабати стисливого газу.

**1.1Зразок розв'язання задач**

 Визначити об'ємну границю стиснення газу в одній щаблі при політропічному розширенні газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 380см3, діаметр циліндра компресора D=200мм, хід поршня S=200мм, показник політропи розширення газу з мертвого об’єму

mp=1,33..

 Рішення:

 Визначаємо теоретичний об’єм циліндра Vh



 Визначаємо відносну величину мертвого об’єму - с



Об’ємна границя стиснення дорівнює

,

***Відповідь*:** об'ємна межа стиснення становить 44,82

**1.2Задачи для самостійного рішення**

***Задача 1.2.1***

 Визначити об'ємну межу стиснення газу в одній щаблі компресора при адіабатичному (к=1,4) розширенні газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 480см3, діаметр циліндра компресора D=220мм, хід поршня S=220мм.

***Задача 1.2.2***

 Визначити об'ємну межу стиснення газу в одній щаблі при ізотермічному розширенню газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 580см3, діаметр циліндра компресора D=240мм, хід поршня S=240мм.

***Задача 1.2.3***

 Визначити припустиму межу стиснення в одній щаблі при адіабатичному розширенні газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 380см3, діаметр циліндра компресора D=120мм, хід поршняS=100мм, к=1,4.

***Задача 1.2.4***

 Визначити припустимий ступінь стиснення в одному ступеню при політропічному розширенні газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 420см3, діаметр циліндра компресора D=300мм, хід поршня S=260мм , mp=1,33.

***Задача 1.2.4***

 Визначити припустимий ступінь стиснення в одному ступеню при політропічному розширенні газу, що залишився в мертвому об’ємі, якщо об’єм мертвого простору Vc= 520см3, діаметр циліндра компресора D=310мм, хід поршня S=300мм , mp=1,33.

**2.Визначення допустимої межі стиснення газу в одній щаблі**

**компресора об’ємного стиснення.**

Допустима межа стиснення газу в одній щаблі відповідає режиму роботі компресора, при якому температура газу наприкінці процесу стиснення не повинна перевищувати визначених меж. Ця межа залежить від температури спалаху мастила, яким змазуються циліндр і поршень компресора. Для цієї мети застосовуються спеціальні компресорні мінеральні масла з температурою спалаху 200-2400С.

Теоретична межа стиснення в одній щаблі залежно від температури кінця стиску(процес стиску адіабатичний) буде:



де Т2 – припустима температура газу наприкінці стиснення;

 Т1 – температура газу на початку стиснення;

 Дійсна межа стиснення в одній щаблі



де λw – коефіцієнт, що враховує шкідливий підігрів при усмоктуванні, який дорівнює: λw = 1-0,01(ε-1),

ε - теоретична межа стиснення.

**2.1 Зразок розв'язання задач**

Визначити дійсну межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення 200С і в кінці стиснення 1800С. Процес стиснення політропічний (nс = 1,33).

Теоретична межа стиснення газу в одній щаблі



Коефіцієнт шкідливого підігріву газу при усмоктуванні

λw = 1- 0,01(5,8 – 1)= 0,952

 Дійсна допустима межа стиснення газу в одній щаблі залежно від припустимої температури наприкінці стиснення



***Відповідь*:** дійсна допустима межа стиснення газу в одній щаблі

 дорівнює 4,75.

**2.2 Задачі для самостійного рішення**

***Задача 2.2.1***

Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення 250С і в кінці стиснення 1900С. Процес стиснення політропічний (nс = 1,23).

***Задача 2.2.2***

Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення 300С і в кінці стиснення 1850С. Процес стиснення політропічний (nс = 1,36).

***Задача 2.2.3***

Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення350С і в кінці стиснення 1600С. Процес стиснення адіабатичний.

***Задача 2.2.4***

Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення270С і в кінці стиснення2000С. Процес стиснення адіабатичний.

***Задача 2.2.5***

Визначити дійсну допустиму межу стиснення газу в одній щаблі повітряного компресора, якщо температура газу на початку стиснення450С і в кінці стиснення 1650С. Процес стиснення політропічний (nc=1,3)/

**3.Термодинамічний розрахунок одноступінчатого повітряного компресора.**

 Для виконання термодинамічного розрахунку газового компресора, метою якого є визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресора, основних його розмірів: діаметра циліндра D, ходу поршня S, частоти обертання колінчатого вала n, а також споживаної компресором потужності N, повинне бути задане:

об'ємна продуктивність, яка наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1 м 3с-1 (м 3 / хв), початковий тиск Р1 ( МПа ), кінцевий тиск Р2 ( МПа ), вологість всмоктуваного газу ϕ, показник адіабати К, відносна величина мертвого об'єму С ( % ) або (у частках одиниці).

 Для визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресора

V h необхідно розрахувати коефіцієнт подачі λ:

λ=λс⋅λ⋅λw⋅λщ⋅λ вол

де: λс - об'ємний коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності дійсного компресора через розширення газу, що залишився після нагнітання в мертвому об’ємі.

λ с=1 - c

 - внутрішня ступінь підвищення тиску, рівний



 і  - втрати тиску при всмоктуванні й нагнітанні

 =  Р1; 

 і  - відносні втрати тиску при всмоктуванні й нагнітанні

відповідно, для одноступінчатого компресора приймають значення

 = 0,050,1; 2 = 0,03 0,08.

 Показник політропи розширення газу з мертвого об’єму визначається як: 

де  = 0,94  0,98;

 n c- показник політропи стиску, для одноступінчатих газових

компресорів визначається як:

n c = (0,92 0,98) \*К

де К - показник адіабати

 коефіцієнт, що враховує зменшення об'ємної продуктивності

компресора через падіння тиску при проходженні газу через

всмоктувальні клапани,



λw - коефіцієнт підігріву, що враховує зменшення продуктивності за рахунок підігріву газу при всмоктуванні, тобто за рахунок того, що в циліндрі наприкінці процесу всмоктування температура газу вище, ніж у всмоктувальному патрубку

 λщ – коефіцієнт щільності, що враховує зменшення продуктивності

через нещільності робочої порожнини циліндра, значення якогодля компресорів у гарному стані складає

λщ = 0,96÷0,98

 λвол – зменшення продуктивності компресора через вологість всмоктуваного газу. У більшості випадків значення цього коефіцієнта близько до одиниці. Якщо продуктивність компресора надана по сухому повітрі або газу, коефіцієнтом вологості для наближених розрахунків задаються в межах

λвол= 0,98÷0,99.

 За відомим значенням продуктивності V1 і коефіцієнту подачі λ визначаємо необхідний об’єм, описуваний поршнями м3с-1 (м3/хв)

V h = 

 Індикаторна потужність компресора визначається по формулі

Nі = Р1ц⋅Vв с

тут Vвс  = λc⋅V h

А с = ; А р=

 Ефективна потужність компресора N e визначається як

Ne = 

де ηмеханічн.= 0,80÷0,95,

 0,80 - для компресорів малої продуктивності,

 0,95- для компресорів великої продуктивності.

По ефективній потужності й по частоті обертання підбирають по каталозі електродвигун.

 Економічність компресора ще не визначає економічності компресорної установки. Може трапитися, що при досить економічному компресорі, але із приводом через передачу або від недостатньо сучасного двигуна, економічність установки нижче, ніж при менш економічному компресорі, але з безпосереднім приводом від економічного двигуна. Тому при визначенні к.к.д. компресорної установки необхідно враховувати к.к.д. передачі- ηпер і к.к.д. двигуна- ηдв.ηпер залежить від роду привода й дорівнює ηпер= 0,85÷0,90 , ηдв істотно залежить від його навантаження й може бути прийнятий рівним 0,40 ÷0,89.

Для сучасних компресорних установок к.к.д. установки дорівнює ηвуст.=0,45÷0,75.

**3.1 Зразок розв'язання задач**

 Розрахувати повітряний одноступінчастий безкрейцкопфний 4-х циліндровий, У-подібний компресор за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1= 0,1 м3с-1 , початковий тиск Р1=0,1МПа , кінцевий тиск Р2=0,5 МПа, показник адіабати к =1,4, відносна величина мертвого об’ємус=5% .

 Визначаємо складові коефіцієнта подачі компресора:

Об'ємний коефіцієнт подачі

,

де с=0,05; nc = 0,95·к =1,33; mp= 0,95·1,33 = 1,264;

ΔР1 = 0,05 · 0,1=0,005 МПа; ΔР2 = 0,05 · 0,5 = 0,025 МПа;

Р1ц=0,1-0,005=0,095МПа; Р2ц = 0,5 + 0,025 = 0,525 МПа;

Коефіцієнт, що враховує вплив газодинамічних опорів при всмоктуванні

λдр = 1- 0,05= 0,95,

Коефіцієнт, що враховує підігрів газу при всмоктуванні

,

Приймаємо коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати черезнещільності робочої порожнини компресораλщ.= 0.97

Приймаємо значення коефіцієнта, що враховує втрату продуктивності через конденсацію водяної пари у холодильнику λвол = 0,98.

Тепер, маючи всі складового коефіцієнта подачі, визначаємо значення коефіцієнта подачі λ

λ= 0,86·0,95·0,95·0,97·0,98=0,74.

* За відомим (заданому) значенню продуктивності V1 і коефіцієнту подачі λ визначаємо необхідний об’єм, описуваний поршнями м3с-1 (м3/хв)



Для визначення діаметра циліндра компресора задаємося середньою швидкістю поршня сm =3,5 м·с-1и числом циліндрів Z= 4

* Діаметр циліндра компресора



Приймаємо діаметр циліндра D= 160 мм.

* Хід поршня S=ψ·D

Для безкрейцкопфних компресорів ψ = 0,6÷0,9.

Приймаючи ψ = 0,875, одержуємо

S= 0,875·0,16= 0,14 м.(140 мм)

Частота обертання вала компресора



 Індикаторна потужність компресора визначається з формули



тут Vвс  = λc⋅V h= 0,86·0,135=0,116 м3·с-1;

 ; 

 Ефективна потужність компресора N e визначається як



де ηмеханічний приймаємо рівним 0,85

 По ефективній потужності й по частоті обертання вибирають по каталозі електродвигун.

 Потужність, споживана компресорною установкою

N ку= N е/ηдвηпер =27,76/0,87·0,9 = 35,45 кВт.

**3.2 Задачи для самостійного розв'язання**

***Задача 3.2.1***

 Розрахувати одноступінчатий дворядний, кисневий крейцкопфний, компресор простої дії за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1= 0,15м 3с-1 , початковий тиск Р1=0,5МПа , кінцевий тиск Р2= 2,0МПа, показник адіабати к =1,4, відносна величина мертвого об’ємус=6 % .

***Задача 3.2.2***

 Розрахувати гелієвий одноступінчатий крейцкопфний, однорядний компресор подвійної дії за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов увсмоктувальному патрубку компресора V1= 0,2 м3с-1 , початковий тиск Р1=0,1МПа , кінцевий тиск

Р2= 0,4МПа, показник адіабати к =1,66, відносна величина мертвого об’ємус=0,08 .

***Задача 3.2.3***

 Розрахувати ацетиленовий одноступінчатий крейцкопфний,

 2-х-рядний компресор подвійної дії за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1= 30 м3/хв , початковий тиск Р1=0,1МПа , кінцевий тиск Р2= 0,6 МПа, показник адіабати к =1,24, відносна величина мертвого об’ємус=8% .

***Задача 3.2.4***

 Розрахувати повітряний одноступінчатий опозитний 2-х рядний компресор подвійної дії за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1= 131,23 м3 / хв , початковий тиск Р1=0,1МПа , кінцевий тиск Р2= 0,45 МПа, показник адіабати к =1,4, відносна величина мертвого об’ємус=6,5% .

***Задача 3.2.5***

 Розрахувати вуглекисневий одноступінчатий безкрейцкопфний 4-х циліндровий, У-подібний компресор за наступними даними: об'ємна продуктивність, що наведена до умов у всмоктувальному патрубку компресора V1= 4,0 м3/хв, початковий тиск Р1=0,5 МПа, кінцевий тиск Р2=2,5МПа, показник адіабати к =1,4, відносна величина мертвого об’ємус=7% .

**4.Термодинамічний (тепловий) розрахунок одноступінчастого поршневого холодильного компресора.**

 Для виконання теплового розрахунку, метою якого є визначення основних розмірів компресора й підбора електродвигуна повинні бути задані: робоче тіло,холодопродуктивність Q0,квт, температура кипіння Т0,К, температура конденсації Тк,К, температура агента перед регулюючим вентилем і температура усмоктування .

 Залежно від роду стисливого холодильного агента й від температурного режиму роботи, компресор може здійснювати простий цикл холодильної машини (нерегенеративний) і цикл із регенерацією.

 Простий цикл застосовується винятково для аміачних машин і рідше для фреонових.

 Для знаходження термодинамічних параметрів холодильного агента у вузлових точках необхідно побудувати цикл холодильної машини в діаграмі стану Р- і (рис.4.1).



Рис.4.1

 Якщо температура агента на усмоктуванні не задана, задаємося перегрівом на усмоктуванні при простому циклі залежно від режиму роботи порядку 5÷100, при циклі з регенерацією температуру усмоктування (на виході з регенеративного теплообмінника) вибираємо на 5 ÷ 200 нижче температури навколишнього середовища (більші значення відповідають низькотемпературним машинам). Після побудови циклу необхідно перевірити температуру кінця стиснення Т2 і ,якщо вона перевищує припустимі значення для даного холодильного агента, регенеративний підігрів пари скорочують, або зовсім відмовляються від регенерації.

 Температура кінця стиснення Т2 не повинна перевищувати: для хладонових компресорів – 398 К, а для R22 і R717 – 418 К.

 Переохолодження за рахунок відводу тепла в навколишнє середовище звичайно не перевищує 3÷ 5 К.

 За допомогою P-і діаграми (рис.4.1) визначаємо параметри вузлових точок теоретичного циклу холодильної машини (табл.4.1)

 Таблиця 4.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Робоче тіло | Тк,К | Т0,К | Т1,К | Т4,К | Рк,МПа | Р0,МПа | і1,кДж/кг | і2,кДж/кг | і4,кДж/кг | v1,м3/кг |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Відповідно до прийнятих позначень в процесі виконання термодинамічного розрахунку компресора визначаються:

 - питома масова холодопродуктивність

q0 = і1-і4кДж/кг;

 - дійсна масова продуктивність компресора

m a=  кг .с-1

 - дійсна об'ємна продуктивність компресора

Vд= ma.v1 м3.с-1

де v1 - питомий об’єм пари в точці 1;

 - коефіцієнт подачі компресора,

λ = λс\*λw′·λщ

де: λс- коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані наявністю

мертвого об’єму

λс = 1- с

 де С - відносна величина мертвого об’єму приймається в межах 3-8 %.

m p – еквівалентний показник політропи розширення газу з

мертвого об’єму приймають рівним:

 для аміачних компресорів m p = 1,10÷1,15;

 для хладонових компресорів m p = 1,0 ÷1,05.

λw′- коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати через шкідливий

 теплообмін й дроселювання при всмоктуванні;

 λщ коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати черезнещільності робочої порожнини компресора.

Для нерегенеративного циклу величина λw′ визначається з вираження:

λw′ =

Для регенеративного циклу λw′ визначається по формулі

λw′ = 

 де ( θ- загальний перегрів пари перед усмоктуванням (у трубопроводі

і у регенеративному теплообміннику).

λщ – коефіцієнт щільності, приймається в межах 0,97-0.99.

- теоретична об'ємна продуктивність компресора

V h = м3.с-1

Задаємося середньою швидкістю поршня сm. У сучасних компресорах середньої й великої продуктивності сm= 3 ÷5 м с-1.

Задаємося кількістю циліндрів z = 4,6,8

Діаметр циліндра компресора

,

Визначаємо хід поршня

S = ψ D

Для холодильних компресорів ψ=S/D приймається у межах ψ = 0,6 ÷ 1,1.

Частота обертання вала компресора

.

Параметр прискорення

Кj = 10 -3 · S·n2 .

У сучасних холодильних компресорах

Кj = 0,022 ÷ 0,044 м/с2

Параметр питомих сил інерції

Кі = 10-3 · S1,5 · n2 м1,5/с2,

Для багатооборотних холодильних компресорів

Кі = (8,3 ÷ 12,5) 10-3 м1,5/з2.

- теоретична (адіабатна ) питома робота компресора

l a = і 2 – і 1, кДж/кг

- теоретична (адіабатна) потужність компресора

N a= mа⋅ l a, кВт

-Індикаторний к.к.д. компресора ηі визначається як

ηі =λw′ +b⋅ t0

 для аміаку b = 0,001

 для фреонів b = 0,0025

-Індикаторна потужність компресора

Nі = 

* потужність тертя N тр визначається з вираження

N тертя = Р і тр⋅ V h , кВт

 де Р ітертя – середній індикаторний тиск тертя може бути прийнято рівним

 для R717, R22, R502 , R 507 - 50÷70 кПа,

 для R134a, R 142, R12 і ін. хладонів - 30÷50 кПа.

-Ефективна потужність компресора

Nе = Nі + Nтертя кВт

По ефективній потужності вибираємо електродвигун по каталозі або по таблиці 4.2.

 Таблиця 4.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| N,квт | 1,0 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 7,0 | 10,0 | 14,0 і більше |
| η, % | 79,0 | 81,0 | 84,0 | 85,0 | 86,0 | 87,5 | 88,0 | 89,0 |

Електрична потужність компресора

Nэ= , кВт

Теоретичний ( адіабатний ) коефіцієнт перетворення

*СОРтеор*.=

Ефективний коефіцієнт перетворення

*СОРе* =

Електричний коефіцієнт перетворення

*СОРэ* =

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості

ηс т д=

де: *СОРКарно* - коефіцієнт перетворення циклу Карно, побудованого на температурах нижнього Т камери й верхнього Т середовища джерел тепла

 Якщо температури камери й середовища невідомі, то *СОРКарно* приблизно знаходять по температурі кипіння Т0 і температурі конденсації Т к.

*СОР*Карно =

На цьому термодинамічний розрахунок закінчується й за знайденим значенням V h і N e  приступають до проектування або підбору компресора й електродвигуна.

**4.1 Зразок розв'язання задач**

 Визначити основні розміри компресора й підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло - аміак (R717);

холодопродуктивність компресора Q0 = 160 кВт;

температура кипіння робочого тіла Т0=258 К;

температура конденсації Тк = 303 К;

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 298 К;

температура всмоктування Т1 = 268К.

Зображуємо цикл у діаграмі Р – і

і

3

4

5

Т0 , Р0

Тк ,Рк

**Р**

2

0

1

Рис.4.2

За допомогою i-P діаграми (рис.4.2) визначаємо параметри вузлових точок теоретичного циклу холодильної машини (табл.4.3)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Робоче тіло | Тк,К | Т0,К | Т1,К | Т4,К | Рк,МПа | Р0,МПа | і1,кДж/кг | і2,кДж/кг | і4,кДж/кг | v1,м3/кг |
| R717 | 303 | 258 | 263 | 298 | 1,19 | 0,241 | 1680,8 | 1921,5 | 538,1 | 0,53 |

Таблиця 4.3

- питома масова холодопродуктивність

q0 = 1680,8-538,1=1142,7 кДж/кг;

- дійсна масова продуктивність компресора

m a=  кг .с-1

- дійсна об'ємна продуктивність компресора

Vд= 0,14.0,53 =0,0742 м3.с-1

де v1 - питомий об’єм пари в точці 1,

- коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані наявністю мертвого об’ємуλс

λс = 1- 0,06,

прийнято величину відносного мертвого об’ємус=0,06 і еквівалентного показника політропи розширення m p = 1,15.

λw′- коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати через шкідливий теплообмін й дроселювання при усмоктуванні

λw′ =

λщ – коефіцієнт щільності приймаємо рівним 0,98.

- коефіцієнт подачі компресора

λ = 0,82 0,85 0,98 = 0,683.

- теоретична об'ємна продуктивність компресора

V h = м3.с-1

Задаємося числом циліндрів z= 4, середньою швидкістю поршня

 сm =3,5 м·с-1.

Діаметр циліндра компресора



Приймаємо діаметр циліндра D =140 мм.

Для визначення ходу поршня приймаємо ψ =S/D = 0,8,

тоді хід поршня

S = 0,8 140=112 мм

Частота обертання вала компресора

.

Параметр прискорення

Кj = 10 -3 · 0,112·15,625 2 = 0,027 .

У сучасних холодильних компресорах

Кj = 0,022 ÷ 0,044 м/с2

Параметр питомих сил інерції

Кі = 10-3 · 0,1121,5 · 15,625 2 = 9,15· 10 -3 м1,5/с2,

Для багатооборотних холодильних компресорів

Кі = (8,3 ÷ 12,5) 10-3 м1,5/з2.

-Теоретична (адіабатна ) питома робота компресора

l a = 1921,5 – 1680,8 = 240,7 кДж/кг

- Теоретична (адіабатна) потужність компресора

N a= 0,14· 240,7=33,7 кВт

- Індикаторний к. к. д. компресора ηі визначається як

ηі =0,85 - 0,001·15 = 0,835

- Індикаторна потужність компресора

Nі = 

- потужність тертя N тертя

N тр = 60⋅ 0,109 =7,14 кВт

Тут Р ітр= 60 кВт

- Ефективна потужність компресора

Nе = 40,36 + 7,14 =47,5 кВт

По ефективній потужності вибираємо електродвигун по каталозі, ηдв=0,89

- Електрична потужність компресора

Nэ= , кВт

- Теоретичний ( адіабатний ) коефіцієнт перетворення

*СОРтеор*.=

- Ефективний коефіцієнт перетворення

*СОРе* =

- Електричний коефіцієнт перетворення

*СОРе*=

*СОР Карно* – коефіцієнт перетворення циклу Карно

*СОР*Карно =

- Теоретичний ступінь термодинамічної досконалості

ηс т д=

**4.2 Задачі для самостійного розв'язання**

***Задача 4.2.1***

 Визначити основні розміри компресора й підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло - R502;

холодопродуктивність компресора Q0 = 45 кВт;

температура кипіння робочого тіла Т0=248 К;

температура конденсації Тк = 313 К;

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 308 К;

температура всмоктування Т1 = 263 К.

***Задача 4.2.2***

 Визначити основні розміри компресора й підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло – R404а;

холодопродуктивність компресора Q0 = 10 кВт;

температура кипіння робочого тіла Т0=263 К;

температура конденсації Тк = 323 К;

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 320 К;

температура всмоктування Т1 = 273 К.

***Задача 4.2.3***

 Визначити основні розміри компресора й підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло - R134а;

холодопродуктивність компресора Q0 = 15 кВт;

температура кипіння робочого тіла Т0=258 К;

температура конденсації Тк = 303 К;

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 300 К;

температура всмоктування Т1 = 288 К.(Цикл із регенерацією).

**Задача *4.2.4***

 Визначити основні розміри компресора, що працює в нижньому каскаді каскадної холодильної машини, і підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло – R740, (СО2);

холодопродуктивність компресора Q0 = 3,0 кВт;

температура кипіння робочого тіла Т0=238 К

температура конденсації Тк = 268 К

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 308 К

температура всмоктування Т1 = 258 К

***Задача 4.2.5***

 Визначити основні розміри компресора й підібрати до нього електродвигун, якщо задані:

робоче тіло – R290;

холодопродуктивність компресора Q0 = 50,0 кВт

температура кипіння робочого тіла Т0=248 К

температура конденсації Тк = 313 К

температура перед регулюючим вентилем Т4 = 300 К

температура всмоктування Т1 = 263 К

**5.Термодинамічний (тепловий) розрахунок багатоступінчастого**

**газового компресора.**

 Для виконання термодинамічного розрахунку потрібні наступні дані:

* продуктивність компресору, яка перерахована на умови всмоктування першого ступеня компресора -V1, м3с-1 (м3/хв.);
* тиск всмоктування компресору - Рпочатк., МПа;
* кінцевий тиск компресора - Ркінц., МПа;
* вид газу, що стискується;
* відносна вологість газу, що всмоктується - φ;
* температура газу, що всмоктується - Твсм., К;
* недоохолодження газу між ступенями - ∆Т, К;
* тип приводу.

 Під час термодинамічного розрахунку визначають основні розміри та параметри поршневого компресора.

 До основних розмірів компресора належать: діаметри циліндрів всіх ступенів - Dці, хід поршня - S, діаметри штоків - dшт (всі розміри у метрах). Індекс “і” показує порядковий номер ступені.

 До основних параметрів компресора належать:

* .відношення ходу поршня до діаметру циліндра ****

(зазвичай цей параметр розглядають для першого ступеня);

* частота обертання валу компресора n , с-1;
* відносна величина мертвого об’єму – С %.

 Основними похідними параметрами є:

* середня швидкість поршня

Cm=2∙S∙n (м∙ с-1)

* максимальне прискорення поршневої групи J,м с-2;
* параметр прискорення

КJ = S∙n2 (м ∙с-2);

* параметр питомих сил інерції

КJ = S1,5∙n2 ∙ 10-3 (м1,.5∙ с-2)

(у подібних конструкціях, але різних розмірами, компресорів величина КJ практично є незмінною).

Від вірного вибору основних параметрів залежить працездатність, надійність та ефективність роботи проектованого компресора. Слід мати на увазі, що параметри компресора залежать один від одного, а їх допустимі значення обумовлені досконалістю конструкції та використаними матеріалами. Так від вірного вибору величини Сm, зокрема, залежить знос деталей компресора та втрати тиску у всмоктуючих та нагнітальних клапанах і патрубках, а також і економічність компресора.

***Порядок розрахунку.***

* *Вибір кількості ступенів*

Кількість ступенів стиснення Z в компресорі визначають з рівняння

 Z **= ,**

де - відношення тиску нагнітання до тиску всмоктування всього компресора;

 εст – відношення тиску нагнітання до тиску всмоктування у одному ступеню компресора. При цьому вважають, що εІст = εІІст = εІІІст =….=εz. Величина відносного підвищення тиску в ступеню εст звичайно задається у межах 2,5…5 в залежності від умов роботи машини. Більші значення εст беруть при проектуванні компресорів для транспортних установок (для літака, автомобіля та ін.) , в цьому випадку величина Z, що отримана з рівняння (5.1), округлюють до найближчого цілого числа у бік зменшення. При проектуванні стаціонарних компресорів прагнуть збільшити надійність роботи та забезпечити найбільшу економічність, для чого приймають менші значення εст, аZ округлюють до найближчого цілого числа у бік збільшення.

 Кількість ступенів стиснення необхідно вибирати не тільки з міркувань мінімальної витрати енергії, але і з загальноекономічних вимагань з врахуванням капітальних вкладів, терміну амортизації та регулярності роботи компресора [3].

* *Вибір схеми компресора*

 Ураховуючи призначення компресора, його продуктивність, зону тисків та кількість ступенів, вибирають схему компресора на основі аналізу схем, що розглянуті у літературі [7].Вибираючи схему, слід визначити її переваги та вади.

* *Визначення теоретичних значень оптимальних відносних підвищеньтиску в окремих ступенях*

 Однією з причин переходу до багатоступінчастого стиснення є наближення процесу до ізотермічного за рахунок охолодження газу між ступенями. Відомо, що ізотермічне стиснення потребує мінімальної роботи. Таким чином, завдяки переходу до багатоступінчастого стиснення, можна отримати виграш вроботі, витраченої на стиснення газу.

 Для теоретичного багатоступінчастого компресора при визначених умовах витрата роботи на стиснення газу буде мінімальною при однаковій ступіні підвищення тиску (εст ) в усіх ступенях. У цьому випадку ступінь підвищення тиску для кожного ступеня дорівнює [1]:

 

 Для зменшення габарітів і маси компресора зменшуємо величину εст для першого ступеня на 5÷10%, тобто

 ****

Тоді, зберегаючи однаковими ступені підвищення тиску у всіх інших ступенях, отримуємо

 ****

Для останнього ступеня теоретична ступінь підвищення тиску знижується в тих випадках, коли у компресора передбачується робота на тиск, вищий розрахованого, або якщо при вибраному способі регулювання продуктивності ступінь стиску на кінцевому ступені підвищується. В цих випадках для останнього ступеня ступінь стиснення береться

 ****

При коректуванні ступені підвищення тиску для першого та останнього ступенів отримаємо для проміжних ступенів наступний вираз:

 ****

Визначення тисків у ступенях при теоретичному процесі в компресорі

 у першому ступеніР1І = Рвс; Р2 І = Р1І·ε І;

 у другому ступеніР1ІІ = Р2 І; Р2 ІІ = Р1ІІ· ε ІІ = Р1І· ε І· ε ІІ;

 в і-тому ступені Р1і = Р2(і-1); Р2і = Р1І · ε І · ε ІІ ….. εі.

* *Визначення степені підвищення тиску у ступенях при дійсному процесі в компресорі*

##  В реальному компресорі внутрішня ступінь підвищення тиску в циліндрі εці більше завдяки наявності витрат тиску, що пов’язані з подоланням опорів на всмоктуванні і нагнітанні у клапанах, а також у газоходах і охолоджувачах між ступенями

 ****  Середні розрахункові тиски всмоктування знаходимо через рівняння

 Р1ці = Р1і - ΔР1і ,

Середні розрахункові тиски нагнітання знаходимо через рівняння

 Р2ці = Р2і + ΔР2і

де ΔР1ітаΔР2і – витрати тиску на всмоктуванні і нагнітанні у ступенях.

Для приблизних розрахунків ΔР1і  визначають як частину від тиску всмоктування Р1і за рівнянням

ΔР1і = β 1і· Р1і

де β 1і - відносна величина витрати тиску на всмоктуванні і-ого ступеню визначається з рівняння

##

відносна величина витрати тиску на всмоктуванні у перший ступінь береться в межах β 1І = 0,05÷0,1

##  Витрата тиску при нагнітанні ΔР2і визначається, як частина від тиску нагнітання Р2і за рівнянням

##  ΔР2і= β2і·Р2і

де β 2і - відносна величина витрати тиску на нагнітанні і-того ступеня визначається з рівняння

 ****

Відносна величина витрат тиску на нагнітанні першого ступеня береться в межах β2І =0,03÷08

* *Вибір відносної величини мертвого об’єму*

 У термодинамічному розрахунку багатоступінчатого компресора доводиться орієнтовано задаватися величиною відносних мертвих об’ємів “С”.

 Величина “С” залежить від типу клапанів та їх розташування на циліндрі. В середніх та великих компресорах С= 8…10%, при тому, у добре сконструйованих компресорах “С” може бути зменшено до 5%. При використанні групових клапанів “С” збільшується до 12…15%. Для циліндрів компресорів малої продуктивності слід задаватись “С” в межах 7…12%. В циліндрах компресорів високого тиску “С” може досягати 20…25% і навіть іноді може бути більшим (в компресорах високого тиску малої продуктивності).

 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 зворотнього розширення.*

В реальнім компресорі відбувається складний процес теплообміну у циліндрі. При стисненні та розширенні газу в циліндрі тепло підводиться як від стінок до газу, так і від газу до стінок. Показники політроп стиснення та розширювання змінюються під час цих процесів. Під час розрахунків використовують їх усереднені значення. Розрізнюють два види політроп: кінцевих параметрів та еквівалентні.

 Політропою кінцевих параметрів користуються у випадках, коли за відомими параметрами Р і V початку процесу необхідно визначити тиск і питомий об’єм в точці, яка відповідає закінченню процесів. Таким чином, умовний процес з показником політропи кінцевих параметрів співпадає з реальним тільки в початковій та кінцевій точках. Показник такої політропи позначають nк.

 Для визначення витраченої роботи або потужності використовують еквівалентний показник політропи. Робота умовного процесу з постійним еквівалентним показником політропи дорівнює роботі реального процесу зі змінним показником політропи. В діаграмі Р-V площа поміж кривою еквівалентної політропи та віссю Р дорівнює площі, замкнутої поміж кривою реального процесу і тією ж віссю.

 Величина еквівалентного показника політропи стискування nс для нормально працюючих одноступінчастих компресорів з охолодженням стінок циліндрів та їх кришок проточною водою при ε = 3·÷6 лежить у межах

 nс = (0,92 ÷ 0,98) К

Показник еквівалентної політропи зворотнього розширення визначають, як [2] mр = α·nc

де α = 0,94÷0,98.

 Для багатоступінчастого компресора показники політропи наступних ступенів підвищуються від ступеня до ступеня. З’ясовується це тим, що з зростанням порядкового номера ступеня зменшуються теплопередаючі поверхні ступенів, у той час, коли кількість тепла, що передається газу в процесі стиснення, залишається незмінним.

 Величину показника політропи nci можно приблизно підрахувати за рівнянням nci = n c (i-1) +0,015 K

Показник політропи розширювання mрі = α · nci

 Для приблизних розрахунків багатоступінчастих компресорів при визначенні λс та Nі можна приймати значення еквівалентних показників політроп процесів стиснення та розширення.

* *Визначення коефіцієнта подачі окремих ступенів компресора*

 Заведено надавати коефіцієнт подачі у вигляді добутку коефіцієнтів

 λ = λс·λдр·λw·λщ

де λс  - коефіцієнт, що враховує втрату продуктивності за рахунок

розширення газу з мертвого об’єму (об’ємний коефіцієнт);λдр  - коефіцієнт дроселювання, що враховує втрату продуктивності за рахунок зменшення тиску в циліндрі під час всмоктування, котре обумовлено дроселюванням газу в клапанах;

λw - коефіцієнт підігріву, який враховує зменшення продуктивності за рахунок підвищення температури газу, що поступає до циліндра, порівняно з температурою у всмоктуючому патрубці. Підігрів газу обумовлений контактом всмоктуючого газу з гарячими частинами циліндру та клапанів;

λщ - коефіцієнт щільності, який враховує зменшення продуктивності за

рахунок перетікання газу в компресорі та витікання.

 В певних випадках слід враховувати інші втрати продуктивності, наприклад, за рахунок вологості, коли продуктивність компресору задається для сухого газу. Така втрата враховується додатковим співмножником λ вол.

 Коефіцієнти подачі для кожного ступеня багатоступінчастого компресору визначаються з враховуванням можливих втрат газу в усіх наступних ступенях після данного, як

λІ = λсІ ·λдрІ·λwІ·λволІλволІΙλщІ·λщІІ…λщz

λІІ = λсІІ ·λдрІІ·λwІІ·λволІІλщІІ·λщІІІ…λщz

λі = λсі ·λдрі·λwі·λщі·λщ(і+1)…λщz

Складові коефіцієнтів подачі визначаються наступним чином:

* об’ємний коефіцієнт для кожного ступеня визначають за формулою

****

де Сі – відносна величина мертвого об’єму ступеня ****

 Vcі – величина мертвого об’єму в циліндрі, м3;

 Vhi – робочий об’єм циліндру, тобто об’єм, описуваний поршнем за одне обертання валу, м3;

 mрі  - показник політропи процесу зворотнього розширення.

 Для циліндрів високого тиску об’ємний коефіцієнт визначають з врахуванням реальності газу, що стискається:

****

де ρ1і –характеристичний коефіцієнт при t1і та Р1і ступеня;

ρ2і - характеристичний коефіцієнт при t1іта Р2і ступеня.

Величину ρ можна виразити наступним емпіричним рівнянням

ρ = С1 + С2Р + С3t

де Р – абсолютний тиск, бар; t - температура, 0 С;

С1, С2, С3 – коефіцієнти, що залежать від природи газу і області тисків та температур.

 Коефіцієнт дроселювання визначається з рівняння

λдрі = 1 - β1і

У сучасних компресорах λдр знаходиться в межахλдрі ≈ 0,9÷0,95

 Коефіцієнт підігріву може бути визначений через рівняння

 λw = 1 – 0,01(εці – 1)

Коефіцієнт ущільнення звичайно находиться у межахλщ= 0,96÷0,98 для першого ступеню. Для кожного наступного ступеня слід приймати величину λщтрошки меншою ніж у попередньому.

 Коефіцієнт вологості характеризує втрату продуктивності (для сухого газу) за рахунок вологості газа на всмоктуванні.

 Для приблизних розрахунків коефіцієнтом λволог. задаються у наступних межах: λволΙ = 0,98, λволΙΙ = 0,99, λволΙΙΙ та в усіх наступних ступенях дорівнюватиме одиниці.

* *Визначення необхідних описаних об’ємів всіх ступенів компресора*

 Описаний об’єм першого ступеня VhΙ визначають черезвідоме нам значення продуктивності VΙі коефіцієнта подачи λΙ

 , м3 ·с-1

 Описані об’єми всіх наступних ступенів визначають з врахуванням оптимальних значень номінальних проміжних тисків та заданих недоохолоджень між ступенями

****

 Для ступенів високого тиску (більше 10 МПа) слід враховувати реальність газів, користуючись залежністю для і-ого ступеня

****

де ρ1і та ρ1Ι - характеристичні коефіцієнти відповідно при Р1і та t1i а також Р1Ι та t1Ι.

* *Визначення діаметрівта ходів поршнів всіх ступенів а також частоти обертання валу компресора.*

 Відомо, що об’єм, описуваний поршнем, визначається слідуючими залежностями:

для компресорів простої дії

Vh = 0,785·D2·S·n, м3 ·с-1; (м3/хв)

 для компресорів подвійної дії

Vh = 0,785 (2D2 - d 2шт)·S·n, м3·с-1; (м3/хв)

де D - діаметр поршня, м;

 dшт – діаметр штоку, м;

 S - хід поршня, м;

 n - частота обертання валу компресора, с-1, (об/хв).

 Необхідно підібрати таку комбінацію значень D, S, n, яка забезпечить необхідний описаний об’єм Vh. Однак вибір цей робиться не напризволяще. Ці значення мусять забезпечити допустимі значення основних параметрів:

Сm , ψ = S / D, Sn2·10-2.

 При проектуванні компресорів часто трапляються випадки, коли жодного із значень Dц, S, i n не задано. Тоді рекомендується наступний порядок підбору основних розмірів:

* у відповідності з указаними вище рекомендаціями задають попереднє значення середньої швидкості поршня Cm;[1]
* визначають упершім наближенні робочу площу поршня першого ступеня

FІ′ **= **

через величину FІ′ визначають попередній розмір діаметра циліндра першого ступеня DцІ′ (в залежності від схеми машини);

* округлюють значення діаметра циліндра першого ступеня до стандартного значення (табл.5.1); підраховують дійсну робочу площу поршня першого ступеня FІ за вибраноювеличиною DцІ′;
* через отримані значення FІ і VhІ уточнюють значення середньої швидкості поршня

****

 Уточнення Cm необхідно для того, щоб округлене значення діаметру не вплинуло на продуктивність компресора.

* Визначають хід поршня S. В багатоступінчастому компресорі хід поршнів всіх ступенів береться однаковим в залежності від діаметра циліндра першого ступеня

S = SΙ =SΙΙ =···· =SZ =ψ·Dц Ι

Величина ψ = S/DцΙзалежить від схеми компресора. Так для вертикальних однобічної дії безкрейцкопфних компресорів ψ = 0,5÷0,8, для вертикальних подвійної дії ψ = 0,35÷0,75, для горизонтальних крейцкопфних компресорів ψ = 0,8÷1,2.Менші величини ψ для вертикальних машин вибираються з метою зменшення висоти машини та для її зручного обслуговування.

* Визначають необхідну частоту обертання колінчастого вала компресора через рівняння

****

Знаючи n, можна знайти найближче значення частоти обертання електродвигуна, у відповідності з котрим та раніш нам відомим ходом поршня коректують величину Cm,потім визначають з рівняння

описаного об’єму діаметр циліндра Dц і діаметр штокаdшт, отримані значення діаметрів циліндрів треба округлити до стандартних значень, дивись таблицю 5.1.

 Таблиця 5.1

|  |
| --- |
| Діаметри циліндрів компресора (мм) |
| 56789101112131415161820 | 2224252628303235384042454850 | 5255586062656870727578808285 | 889095100105110115120130140150160170180 | 190200220(230)140260(270)280300320350380400(430 | 450450500(520)550600750800850(880)(900)9509801000 |

* *Визначення потужності привода*

Потужність приводу багатоступінчастого компресора визначається як

N = Ni +Nтертя + Nдоп

де Ni – індикаторна потужність компресора, що являє собою суму індикаторних потужностей ступенів

 ****

 Індикаторна потужність ступенів визначається через рівняння:

для ступенів низького тиску

****, кВт,

де V1i = Vhi· λci

Для ступенів високого тиску

****,

де ****; ****

***Nтр***- витрата потужності на подолання сил тертя в механізмі руху;

 ***Nдоп***- витрата потужності на привід різного роду допоміжних механізмів компресора.

Потужність на валу компресора (ефективна потужність)

Nе =Ni +Nтертя

Для визначення ефективної потужності компресора Nе  задаються

величиною механічного к.к.д. компресора в межах 0,80····0,95. Ефективна потужність компресора визначається згідно рівняння

****

Nдоп визначається як сума потужностей, що витрачаються на привід масляного насосу Nм1, лубрікатору Nм2, водяного насосу Nн та вентилятора Nв, якщо вони є

Nдоп=Nм1+ Nм2+ Nн+ Nв

 Під час проектування, для визначення потужності приводу, задаються ηдод для стаціонарних машин в межах 0,95····0,99, для пересувних компресорних станцій з повітряним охолоджуванням ηдопдосягає 0,8. Загальну потужність приводу компресора визначають як



 За величинами N і n, в залежності від типу приводу, вибирається електродвигун компресора. Якщо двигун має безпосереднє з’єднання з компресором (без передачі) іноді доводиться декілька змінити прийняте значення n відповідно шкали чисел обертів для двигунів. В цьому випадку уточнюють значення ходу поршня, намагаючись тримати значення ψ=S/DΙ у конструктивно прийнятих межах.

 За уточненою величиною Сm, що отримана в наслідку перерахунку, визначають у другому наближенні робочі поверхні поршнів всіх ступенів компресора після першого



 По величинам F″пΙΙ, F″пΙΙΙ,…F″п….F″пz для кожного ступеня (починаючи з другого) визначають внутрішні діаметри циліндрів D′цІІ, D′цІІІ,·······D′ці··D′цz в залежності від схеми машини. Отримані величини діаметрів також округлюються до найближчих стандартних чисел. За отриманими величинами діаметрів циліндрів в залежності від схеми компресора підраховуються уточнені площі поршнів FпΙΙ, FпΙΙΙ…Fп…Fпz…

 Економічність роботи багатоступінчастих компресорів оцінюється ізотермічним коефіцієнтом корисної дії ηіз

 ,

де

 

Для більшості типів багатоступінчастих компресорів ηіз знаходиться в межах 0,68…0,76 [2].

**5.1 Зразок розв’язання задачі**

 Розрахувати повітряний поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресору, яка перерахована на умови всмоктування першого ступеню компресора -V1,= 1,0 м3с-1 ;
* тиск всмоктування компресора Рпочатк.=0,1 МПа;
* кінцевий тиск компресора Ркінц.,=15,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується Твсм.=293 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

Кількість ступенів находимо задаваючись ступенем стиснення в одному ступеню,задаємося εст.  = 3,5.

* Кількість ступенів стиску Z в компресорі визначають з рівняння

Z **= ,**

 Враховуючи призначення компресору приймаємо чотири ступеня стиснення, тобто Z=4

 Для зменшення габаритів і маси компресора зменшуємо величину εст для першого ступеня на 10%, тобто

εΙ=0,9 εст =0,9·3,5= 3,15,

Тоді, зберегаючи однаковими ступені підвищення тиску у всіх інших ступенях, отримуємо

****

Визначаємо теоретичні тиски всмоктування та нагнітання для всіх ступенів

Р1Ι =0,1МПа; Р2Ι = 0,1·3,15= 0,315МПа;

Р1ΙΙ = 0,315МПа; Р2ΙΙ = 0,315·3,62= 1,14 МПа;

Р1ΙΙΙ = 1,14 МПа; Р2ΙΙΙ =1,14·3,62= 4,13 МПа;

Р1ΙV= 4,13 МПа; Р2ΙV=15,0 МПа.

 Для визначення дійсного ступіню стиску у ступенях розрахуємо втрати тиску на всмоктуванні ΔР1іта нагнітанні ΔР2і ступенів, для чого задаємося відносною величиною на всмоктуванні β1Ι = 0,07 та нагнітанні першого ступеня

 β 2Ι = 0,05 ;тоді β1ΙΙ = 0,8·0,07= 0,056; β 2ΙΙ = 0,8·0,05=0,04;

 β1ΙΙΙ = 0,82 · 0,07= 0,0448; β 2ΙΙΙ = 0,82·0,05=0,032;

 β1ΙV= 0,8 3· 0,07=0,0358; β 2ΙV= 0,8 3·0,05=0,0256

Визначаємо втрати тисків при всмоктуванні по ступіням

ΔР1Ι= β1Ι ·Р1Ι= 0,07·0,1= 0,007 МПа;

ΔР1ΙΙ= β1ΙΙ ·Р1ΙΙ =0,056·0,315=0,0176МПа;

ΔР1ΙΙΙ= β1ΙΙΙ ·Р1ΙΙΙ =0,0448·1,14= 0,051 МПа;

ΔР1ΙV= β1ΙV·Р1ΙV= 0,0358·4,13=0,148

Визначаємо втрати тисків при нагнітанні по ступіням

ΔР2Ι= β 2Ι ·Р 2Ι =0,05·0,315=0,01575МПа;

ΔР2ΙΙ= β 2ΙΙ ·Р 2ΙΙ =0,04·1,14=0,0456 МПа;

ΔР2ΙΙΙ= β 2ΙΙΙ ·Р 2ΙΙΙ =0,032· 4,13= 0,132 МПа;

ΔР2ΙV= β 2ΙV·Р 2ΙV =0,0256· 15,0= 0,384 МПа.

* Визначаємо ступені підвищення тиску у ступінях при дійсному процесі в компресорі

 

 

Вибір відносної величини мертвого об’єму.

* У термодинамічному розрахунку багатоступінчастого компресора доводиться орієнтовано задаватися величиною відносних мертвих об’ємів “С”, тому задаємося

 СΙ =6,0 %; СΙΙ =8,0 %; СΙΙΙ =10,0 %; СΙV=12,0 %;

* Вибір величини показників політроп стиснення nc та зворотнього розширенняmp.

 Величина еквівалентного показника політропи стиснення nс для нормально працюючих одноступінчастих компресорів з охолодженням стінок циліндрів та їх кришок проточною водою при ε = 3·÷6 лежить у межах nс = (0,92÷0,98) К

Показник еквівалентної політропи зворотнього розширення визначають, як mр = α·nc ;де α = 0,94÷0,98.

Визначаємо значення еквівалентних показників процесів стисненя та розширення з мертвого об’єму

ncΙ=0,95·К= 0,95·1,4=1,33; ncΙΙ=ncΙ+0,015К=1,35;

ncΙΙΙ=ncΙΙ+0,015К=1,37; ncΙV=ncΙΙΙ+0,015К= 1,39;

mpΙ=0,96·ncΙ= 1,28; mpΙΙ=0,96·ncΙΙ= 1,3;

mpΙΙΙ=0,96·ncΙΙΙ= 1,32; mpΙV=0,96·ncΙV= 1,33.

* Складові коефіцієнтів подачі ступенів компресора визначаються наступним чином:

λІ = λсІ ·λдрІ·λwІ λволІλволΙΙλщІ·λщІІ…λ щz

* Об’ємний коефіцієнт подачіλс

 

 ; 

* Коефіцієнт дроселювання λдр

 

 

* Коефіцієнт шкідливого підігриву λw

λwΙ=1-0,01(3,56-1) =0,974; λwΙΙ=1-0,01(3,99-1)=0,97;

λwΙΙΙ=1-0,01(3,91-1)=0,971; λwΙV=1-0,01(3,86-1)=0,97

* Коефіцієнтами ущільнення λвлзадаємося

λщІ=0,985 λщІΙ=0,99; λщІΙΙ = 0,99; λщІV=1,0.

* Коефіцієнтами вологості також задаємося

λволΙ=0,98; λволΙΙ=0,99; λволΙΙΙ=1,0;

* Визначаємо коефіцієнти подачі окремих ступенів компресора

λІ = λсІ · λдрІ ·λwІ · λволІ λволІΙλщІ· λщІІ·λщІΙΙ ·λ щΙV

λІ = 0,898·0,93·0,974·0,985·0,99·0,99·0,98·0,99 =0,76;

λІΙ=0,848·0,944·0,97·0,99·0,99·0,99=0,75;

λІΙΙ= 0,82·0,955·0,971·0,99 =0,75

λІV= 0,69·0,964·0,97= 0,64

* Визначення необхідних описаних об’ємів всіх ступенів компресора

 Описаний об’єм першого ступеня VhΙ визначаємо через відоме нам значення продуктивності VΙ

, м3 ·с-1

 Описані об’єми всіх наступних ступенів визначають з врахуванням оптимальних значень номінальних проміжних тисків та заданих недоохолоджень між ступенями

 ****

 ****

Для четвертого ступеня слід враховувати реальність газів, користуючись залежністю

****

де ρ1ΙV та ρ1Ι -приватні характеристичні коефіцієнти стискальності відповідно при Р1ΙV та t1ΙV а також Р1Ι та t1Ι.

 - Значення приватного коефіцієнта стискальності ρ1ΙV визначаємо при умовах усмоктування в четвертий ступінь (Р1ΙV = 41,13 бар і t1ΙV = 200C), і значення ρ1Ι-при тиску (Р1Ι=1,0 бар і t =200C) визначаємо по формулі 1.5

ρ1 ΙV = 0,767+1,207·10-3· 41,3 + 0,432 10-2·20= 0,903,

ρ1Ι= 0,767 + 1,207·10-3·1,0 +0,432 10-2·20= 0,855,

* Вибір схеми компресора

 Ураховуючи призначення компресора, його продуктивність, зону тисків та кількість ступенів, вибирають схему компресора на основі аналізу схем, що розглянуті у літературі [3]. Вибираючи схему, слід визначити її переваги та вади.

 Вибираємо вертикально-горизонтальний крейцкопфний компресор з двухколінчастим валом, всі ступені подвійної дії (рис.5.1).



Рис.5.1Схемачотирьохступінчастоговертикально-горизонтального

крейцкопфного компресора

* Визначення діаметрів та ходів поршнів всіх ступенів а також частоти обертання вала компресора.

 При проектуванні компресорів часто трапляються випадки, коли жодного із значень Dц, S, i n не задано. Тоді рекомендується наступний порядок підбору основних розмірів:

 Задаємося значенням середньою швидкістю поршня Cm =4,0мс-1;[1]

 Визначаємо у першім наближенні робочу площу поршня першого ступеня

FпІ′ **= =**

 Задаємося діаметром штоку всіх ступенівdшт = 0,05 м (50мм)

Площа циліндра першого ступеню дорівнює

Fцил = (FпΙ+fшт)/ 2 =(0,658+ 0,00196)/2=0,33 м2

через величину FІ′ визначаємо попередній розмір діаметра циліндра першого ступеняDцІ′



округлюємо значення діаметра циліндра першого ступеня до стандартного значення D= 0,650 м (650мм) табл.5.1; підраховуємо дійсну робочу площу поршня першого ступеняFІ за вибраною величиною DцІ′;

FІ = 0,785(2·0,6502 -0,00196) = 0,662 м2

* через отримані значення FІ і VhІ уточнюють значення середньої швидкості поршня

****

* Визначаємо хід поршня S. В багатоступінчастому компресорі хід поршнів всіх ступенів береться однаковим в залежності від діаметра циліндра першого ступеня

S = SΙ = SΙΙ =···· =SZ =ψ·DцΙ

 Величина ψ = S/DцΙ залежить від схеми компресора. Так для вертикально-горизонтадьних крейцкопфних компресорів ψ = 0,3÷0,7,

Приймаємо ψ = 0,3, тоді S= 0,3·0,650= 0,195 м.

* Визначаємо необхідну частоту обертання колінчастого вала компресора через рівняння

****

* Визначаємоплощі поршней, циліндрів та діаметри циліндрів всіх ступенів після першого
* ****
* ****
* ****
* ****
* ****
* ****
* Округляємо діаметри циліндрів до стандартних значень (табл.5.1)

DцΙ = 0,65 м; DцΙΙ = 0,38 м; DцΙΙΙ = 0,2м; DцΙV = 0,12 м.

Після округлення діаметрів циліндрів уточнюємо теоретичні об’ємні продуктивності всіх ступенів по рівнянню

Vh = 0,785 (2D2 - d 2шт )·S·n, м3·с-1; (м3/хв),

VhΙ=1,315м3с -1;VhΙΙ= 0,447 м3с-1; VhΙΙΙ=0,121м3с-1;VhΙV= 0,041м3с-1.

* Визначення потужності привода

 Визначаємо індикаторні потужності перших трьох ступенів через рівняння для ступенів низького тиску

****, кВт,

****, кВт, ****, кВт,

Для четвертогоступеня з рахунку реальності стискаємого газу****,

де **** ****

ρ1Ι =0,903; ρ2ΙV = 1,034.

****Визначаємо індикаторну потужність всього компресора, що являє

собою суму індикаторних потужностей ступенів

  Ni= 171+183+178+184=716кВт.

Для визначення ефективної потужності компресора Nе  задаємося

величиною механічного к.к.д. компресора ηмех= 0,95.

Ефективна потужність компресора Nе = Ni +Nтертя визначається згідно рівняння

****

Потужність приводу багатоступінчастого компресора визначається як

N = Ni +Nтертя + Nдоп= Nе+Nдоп

Nтр - витрата потужності на подолання сил тертя в механізмі руху;

Nдоп- витрата потужності на привід різного роду допоміжних механізмів компресора.

 Під час проектування, для визначення потужності приводу, задаємося ηдоп =0,96.

Загальну потужність приводу компресора визначають як



 За величинами N і n, в залежності від типу приводу, вибирається електродвигун компресора. Якщо двигун має безпосереднє з’єднання з компресором (без передачі) іноді доводиться декілька змінити прийняте значення n відповідно шкали чисел обертів для двигунів. В цьому випадку уточнюють значення ходу поршня, намагаючись тримати значення ψ=S/DΙ у конструктивно прийнятих межах.

 Економічність роботи багатоступінчастого компресора оцінюється ізотермічним коефіцієнтом корисної дії ηіз

 ,

де



 Для більшості типів багатоступінчастих компресорів ηіз знаходиться в межах 0,68 ÷0,76 [3].

**5.2 Задачи для самостійного розв’язання**

***Задача 5.2.1***

 Розрахувати гелієвий поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресору, яка перерахована на умови всмоктування в перший ступінь компресора V1,= 0,3 м3с-1 ;
* тиск всмоктування компресора Рпочатк.=0,1 МПа;
* кінцевий тиск компресора Ркінц.,=10,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується Твсм.=293 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

***Задача 5.2.2***

 Розрахувати повітряний поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресора, яка перерахована на умови всмоктування в перший ступінь компресора V1,= 0,5 м3с-1 ;
* тиск всмоктування компресора Рпочатк.=0,1 МПа;
* кінцевий тиск компресора Ркінц.,=20,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується Твсм.=293 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

***Задача 5.2.3***

 Розрахувати повітряний поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресора, яка перерахована на умови всмоктування в перший ступінь компресора -V1,= 20,0 м3/хв ;
* тиск всмоктування компресора - Рпочатк.=0,1 МПа;
* кінцевий тиск компресора - Ркінц.,=25,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується - Твсм.=293 К;
* компресор призначено для заповнення балонів.

***Задача 5.2.4***

 Розрахувати кисневий поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресора, яка перерахована на умови всмоктування в першу ступінь компресора V1,= 1,5 м3с-1 ;
* тиск всмоктування компресора Рпочатк.=0,5 МПа;
* кінцевий тиск компресора Ркінц.,=20,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується Твсм.=293 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

***Задача 5.2.5***

 Розрахувати вуглекісневий поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресора, яка перерахована на умови всмоктування в перший ступінь компресора V1,= 100,0 м3/хв ;
* тиск всмоктування компресора Рпочатк.=1,0 МПа;
* кінцевий тиск компресора Ркінц.,=25,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується Твсм.=303 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

***Задача 5.2.6***

Розрахувати аміачний поршневий компресор за наступними даними:

* продуктивність компресора, яка перерахована на умови всмоктування в перший ступінь компресора -V1,= 130,0 м3/хв;
* тиск всмоктування компресора - Рпочатк.=3,0 МПа;
* кінцевий тиск компресора - Ркінц.,=30,0 МПа;
* температура газу, що всмоктується - Твсм.=303 К;
* компресор призначено для безперервної роботи.

**6.Термодинамічний (тепловий) розрахунок роторно-лопатевого компресора.**

 Для виконання термодинамічного розрахунку роторно-лопатевого газового компресора, метою якого є визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресора, основних його розмірів: внутрішнього діаметра корпуса D, діаметра ротора, довжини ротора,частоти обертання ротора, а також споживаної компресором потужності N, повинне бути задане: об'ємна продуктивність, яка наведена до умов у всмоктуючому патрубку компресора V1 м3 с-1 (м3/хв), початковий тиск Р1 (МПа), кінцевий тиск Р2 (МПа), показник адіабати К.

 Дійсна продуктивність ротаційного компресора дорівнює:

$$V\_{1 }=2∙e∙L∙n∙λ∙\left(πD-δ∙z\right)м^{3}с^{-1}$$

В цьому рівнянні невідомими є:

 е–ексцентриситет, м,

 L – довжина ротора, м.,

 n - частота обертів ротора, с-1 ,

λ - коефіцієнт подачі,

D – внутрішній діаметр циліндра, м.,

 $δ$ – товщина пластинки, м.,

 z – число пластин.

Приймаємо наступні розмірні співвідношення:

$\frac{d}{D}$ =$\frac{r}{R}$ = 0,87$÷0,885$,

де dіr – діаметр та радіус ротора компресора.

0,87- для ступеня стиснення 1,5$÷2$,0

0,885 - для ступеня стиснення 2,0$÷5$,0.

$$\frac{е}{R}=0,14÷0,115$$

0,12-0,14 - для ступеня стиснення 1,5$÷2$,0

0,115 - для ступеня стиснення 2,0$÷5$,0.

$$\frac{L}{D}=1,6 ÷2,5$$

для ступеня стиснення 1,5$÷5$,0.

$δ $-0.001$÷0,003 м-для сталевих пластин і 0,006÷0,012 $для пластмасових,

z = 10$÷30$пластин.

$е=R-r=\frac{D}{2}-\frac{d}{2}≈\frac{D(1-0,87)}{2}≈$0,065D.

Відношення ширини пластини *в* до внутрішнього діаметра циліндра

*в/D=* 0,27$÷0,22$

0,27 - для ступеня стиснення 1,5$÷2$,0

0,22 - для ступеня стиснення 2,0$÷5$,0.

Для визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресора

V h необхідно розрахувати коефіцієнт подачі λ:

Коефіцієнт подачі визначаємо за формулою

$λ$ = 1- а$\frac{Р\_{2}}{Р\_{1}}$ ,

де а = 0,05$ ÷ 0,1$.

для компресорів великої продуктивності –а = 0,05.

для компресорів малої продуктивності – а = 0,10;

Частоту обертів знаходимо з припустимої окружної швидкості кінця пластини, якою задаємося



При сталевих пластинах гранично припустима швидкість кінця пластини обмежується величиною 15-20 м/с.

Тоді:



Підставляючи знайдені значення в формулу для дійсної об’ємної продуктивності отримаємо квадратне рівняння відносно D, вирішуючи яке відносно D ми отримаємо дві відповіді, одну з якої відкидаємо як негативну величину.

Знаючи діаметр визначаємо всі інші розміри і частоту обертів.

Кут стиснення, який визначає розташування всмоктуючого і нагнітального патрубків на корпусі компресора визначаємо з формули

 ,

де nc – показник політропи стиску стиснення, для ротаційних компресорів з ковзними пластинами nс більше показника адіабати, тобто nс>κ. Для повітряних компресорів рекомендують приймати nс = 1,5 – 1,6.

Потужність на валу компресора

****

η із.= 0,47$÷0,65 $- повний ізотермічний ккд, який визначається експериментальним шляхом.

Якщо тиск у нагнітальному патрубку вище або нижче тиску Р2, на яке сконструйований компресор, мощность споживана компресором трохи зросте. Однак навіть при значній відмінності тиску в осередку від тиску в нагнітальному патрубку втрати енергії не перевищують втрати в клапанах компресорів зі зворотно-поступальним рухом поршня. Більший вплив на продуктивність і величини сил у компресорі робить зміна тиску усмоктування, що виникає при пуску холодильного пластинчастого компресора, якщо машина не постачена нагнітальними клапанами, що з'єднують порожнина циліндра з нагнітальним простором.

Електрична потужність компресора більше ефективної на 10÷15%, тобто

Nел = (1,1÷1,15) Nе.

**6.1 Зразок розв’язання задачі**

 Визначити основні розміри і потужність на валу роторно- лопатевого повітряного компресора за наступним даними: тиск на всмоктувальній лінії Р1= 0,1 МПа, (100 кПа), тиск нагнітання Р2= 0,5 МПа, (500 кПа), продуктивність компресора за умови усмоктування V1= 1,0 м3/ с, максимальна швидкість обертання кінця пластини  = 15 м /с.

Розв'язання.

1). Приймаємо наступні розмірні співвідношення:

 z =10; δ =0,003 м;

2). Визначаємо коефіцієнт подачі по формулі

,

3). Виражаємо ексцентриситет через діаметр циліндра



4). Частоту обертання вала компресора виражаємо через діаметр циліндра компресора по максимальній швидкості кінця пластини

Сmax = 2πn (R+е) с-1; звідки



5). Підставляючи знайдені значення у формулу (1) одержимо:

1,0 = 2·0,0575D·1,8D·4.284/D·0,75(πD – 0,003·10).

2,088D2 – 0,01998D -1=0

Вирішуючи квадратне рівняння відносно D, будемо мати дві відповіді, одну з них відкидаємо, як негативну величину. Приймаємо D=0,67 м.

Знаючи діаметр циліндра компресора, можна визначити всі інші розміри й частоту обертання ротора компресора.

* Діаметр ротора d=0,885·0,67 ≈ 0,59 м.
* Довжина циліндра й ротора L = 1,8·0,67 = 1,2м.
* Ексцентриситет е = 0,0575 0,67 ≈ 0,0385 м.
* Частота обертання ротора n = 4,284׃0,67 = 6,4c-1.

6). Визначаємо кут стиску з вираження

; α=1080

7).Ізотермічна потужність компресора



8).Потужність на валу компресора

Nе = Nиз/ηіз. = 160,9/0,65 = 247,5 кВт

**6.2 Задачи для самостійного розв’язання**

***Завдання 6.2.1***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційного повітряного компресора з ковзними пластинами й обмежувальними кільцями за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1= 0,1МПа, тиск нагнітання Р2= 0,3МПа, продуктивність компресора за умови усмоктування V1= 0,1 м3/с, максимальна швидкість обертання кінця пластини сmax=12 м/ с.

***Завдання 6.2.2***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційної повітродувки з ковзними пластинами й обмежувальними кільцями за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1= 100кПа, тиск нагнітання Р2= 250кПа, продуктивність за умови усмоктування V1= 30 м3 /хв, максимальна швидкість обертання кінця пластини сmax=13 м/ с-1.

***Завдання 6.2.3***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційного повітряного компресора з ковзними пластинами й обмежувальними кільцями за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1=100 кПа, тиск нагнітання Р2= 400 кПа, продуктивність компресора за умови усмоктування V1= 0,7 м3/ с, максимальна швидкість обертання кінця пластини сmax=14 м/с

***Завдання 6.2.4***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційного аміачного компресора з ковзними пластинами й обмежувальними кільцями за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1= 0,1 МПа, тиск нагнітання Р2= 0,35 МПа, продуктивність компресора за умови усмоктування V1= 0,5 м3/с максимальна швидкість обертання кінця пластини сmax=15 м/с

***Завдання 6.2.5***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційного аміачного компресора з ковзними пластинами й обмежувальними кільцями за наступним даними: температура кипіння Т0 =258К, температура конденсації Тк = 303К, холодопродуктивністьQ0= 15кВт,

максимальна швидкість обертання кінця пластини сmax=20 м/с

**7. Розрахунок ротаційного компресора з ротором, що котиться**

Дійсна продуктивність ротаційного компресора з ротором, що котиться, визначається вираженням

V1 = π (R 2 – r 2 ) L n λм 3 с -1

де R - радіус циліндра, м;

r -радіус ротора, м;

L - довжина ротора, м;

n – частота обертання ротора, с-1;

λ - коефіцієнт подачі компресора;

Всі величини, що входять у вище приведену формулу і визначають конструктивні розміри компресора не відомі (крім об'ємної продуктивності V1), тому при розрахунку компресора задаються наступними конструктивними співвідношеннями розмірів основних деталей

* Відносним ексцентриситетом ε (відношенням ексцентриситету е до радіуса циліндра R)

ε = 

* Відносною довжиною циліндра *θ* (відношенням довжини циліндра L до внутрішнього діаметра 2R)



* Частотою обертання компресора, що перебуває в межах 12,5÷50 с-1
* Коефіцієнтом подачі компресора λ, що для середніх і великих компресорів перебуває в межах 0,7… 0,85,

або коефіцієнт подачі визначається по формулі



Зневажаючи обсягом розділової пластини дійсна об'ємна продуктивність може бути виражена через відносні величини

V1 = 2πR3εθ(2-ε) n λ м3/с.

Звідки радіус циліндра при обраних θ і ε визначається з рівняння



Знаючи радіус циліндра компресора, можна визначити всі інші розміри.

* Ексцентриситет е = ε R м.
* Радіус ротора r = R-e м.
* Довжина циліндра L = θ 2R м.

Ефективна потужність компресора приблизно може бути визначена як: ё,

де Nіз – потужність компресора при ізотермічному процесі стиснення, рівна , ηіз.п повний ізотермічний к.п.д., визначається експериментальним шляхом і перебуває в межах 0,5 ÷ 0,6 залежно від продуктивності компресора і його ступеня стиску, зі збільшенням розмірів машини ізотермічний к.п.д. росте, а зі зростанням ступеня стиску - зменшується.

**7.1Зразок розв'язання завдань**

Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційного повітряного компресора з ротором, що котиться, за наступними даними: тиск на всмоктувальній лінії Р1=100 кПа, тиск нагнітанняР2=600кПа, продуктивність компресора за умови всмоктування V1= 0,2 м3/ с

Розв'язання.

1). Приймаємо наступні розмірні співвідношення:

ε = θ =

2). Приймаємо коефіцієнт подачі λ = 0,75;

3).Приймаємо частоту обертання вала компресора n= 16 с-1.

Визначаємо радіус циліндра компресора



* Ексцентриситет е = 0,1·0,303= 0,0303 м.
* Радіус ротора r = 0,303- 0,0303 =0,273 м.
* Довжина циліндра L = 0,5 ·2·0,303 = 0,303 м.

4).Ізотермічна потужність компресора



5).Потужність на валу компресора

Nе = 35,8/0,55 = 65,1 кВт.

**7**.**2Задачи для самостійного розв’язання**

***Завдання 7.2.1***

 Визначити основні розміри й потужність на валу повітряного ротаційного компресора з ротором, що котиться, за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1= 100 кПа, тиск нагнітання Р2=350 кПа, продуктивність компресора за умови усмоктування V1= 0,1 м3/с.

***Завдання 7.2.2***

 Визначити основні розміри й потужність на валу холодильного ротаційного компресора з ротором, що котиться, за наступним даними:

робоча речовина –R404a, температура кипіння T0273К, температура конденсації Тк =283К

***Завдання 7.2.3***

 Визначити основні розміри й потужність на валу холодильного ротаційного компресора з ротором, що котиться, за наступним даними:

робоча речовина –R134a, температура кипіння T0273К, температура конденсації Тк =303К

***Завдання 7.2.4***

 Визначити основні розміри й потужність на валу ротаційної повітродувки з ротором, що котиться, за наступним даними: тиск на усмоктувальній лінії Р1= 100кПа, тиск нагнітання Р2=250кПа, продуктивність за умови усмоктування V1= 0,35 м3/с.

***Завдання 7.2.5***

 Визначити основні розміри й потужність на валу повітряного ротаційного компресора з ротором, що котиться, за наступним даними: тиск усмоктування Р1=100 кПа, тиск нагнітання Р2= 450 кПа, продуктивність компресора за умови всмоктування V1= 0,55 м3/с.

**8.Розрахунок мембранного компресора**

Дійсна продуктивність мембранного компресора визначається вираженням

V = V h  n λ м3/с

де V h  – об’єм газової порожнини компресора, м3;

n – частота обертання вала гідроциліндра, с-1, що перебуває в

межах від 4,16 до 8,33 с-1;

λ - коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі компресора визначається по формулі

λ = λс·λдр λw

де λс – об'ємний коефіцієнт подачі, що враховує втрату продуктивності через наявність мертвого об’єму

,

де с- відносна величина мертвого об’єму, яка лежить у межах 0,01$÷$0,02,

m p - показник політропи розширення газу з мертвого об’ємуз достатнім ступенем точності може бути прийнятий рівним 1,05-1,1.

λ др – коефіцієнт, що враховує втрату продуктивності через наявність депресії при всмоктуванні,

λ др = 1-β1,

 де β1 – відносна втрата тиску при всмоктуванні, рівна для першого щабля 0,05÷0,1, для наступних щаблів βі = 0,8і β1;

λw -коефіцієнт, що враховує втрату продуктивності через шкідливий теплообмін при усмоктуванні, λw ≈ 0,95 - 0,98.

Робочий об’єм газової порожнини компресора дорівнює

V h  = 1/3 π (f мах + f ') r12

де f мах  - стріла максимального прогину в центрі мембрани;

f ' - прогин мембрани убік опорної плити, f ' = (0,7÷0,8) f мах ;

r1 - радіус защемлення мембрани.

Припустимий прогин мембрани f мах / r1 ≈ 0,025.

Профіль поверхні плит, що становлять мембранну камеру, щоб уникнути крутих перегинів мембрани по контурі й у центрі виконують по кривій, заданої рівнянням

f = f мах  (1 – r2/ r12 )2

де f - стріла прогину на змінному радіусі r.

Необхідний робочий об’єм гідравлічного циліндра Vh гидр.  більше робочого об’єму газової порожнини компресора на об’єм масла Vм , що надходить від компенсаційного насоса, тому що його подача здійснюється при ході всмоктування. Отже,

Vh гідр. = V h  + Vм.

Товщину мембран звичайно приймають у межах 0,3 - 0,5мм; виготовляють мембрани зі сталі 1Х18Н9Т.

Індикаторна потужність компресора Nі визначається по формулі

,

де показник політропи процесу стиснення n c ≈ mp ≈ 1,05 - 1,1.

Ефективна потужність компресора Nе  = N і/ηмех,

де ηмех = 0,85 ÷ 0,92.

Електрична потужність компресора приймається на 25 -50 % більше ефективній потужності, тобто

Nэ = (1,25 ÷ 1,5) Nе.

**8.1 Зразок розв'язання завдань**

 Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого повітряного мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1= 20 м3/година, тиск усмоктування Р1= 0,1 МПа, тиск нагнітання Р2= 1 МПа.

* Приймаємо частоту обертання вала компресора n=8,33 с-1.
* Визначаємо об'ємний коефіцієнт подачі компресора λс, для чого задаємося відносною величиною мертвого обсягу С= 2%, показником політропи процесу розширення газу з мертвого обсягу m р=1,1

,

* Приймаємо відносну втрату тиску при усмоктуванні β1= 0,05, тоді

λ др= 1-0,05=0,95;

* Задаємося λw = 0,97

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора

λ= 0,858·0,95·0,97 = 0,79

 5). Робочий обсяг газової порожнини компресора

Vh= V1/n λ=20/3600·8,33·0,79=8,4·10-4м3

Для визначення стріли максимального прогину в центрі мембрани f мах приймаємо наступні конструктивні співвідношення:

- прогин мембрани убік опорної плити, f ' = 0,75 fмах;

f мах /r1=0,025, звідки r1= f мах /0,025;

Підставляємо прийняті конструктивні співвідношення у формулу для робочого об’єму газової порожнини компресора



звідки f мах = 6,38·10-3 м.

Радіус защемлення мембрани

 r1 = 6,38·10-3/0,025=0,255 м;

Прогин мембрани убік опорної плити,

 f ' = 0,75 ·6,38·10-3= 4,785·10-3 м.

Необхідний робочий об’єм гідравлічного циліндра Vh гидр.  більше робочого об’єму газової порожнини компресора на об’єм масла, що надходить від компенсаційного насоса Vм , що становить

8÷10 % від V h . Отже,

Vh гідр. = V h  + Vм.= 8,4·10-4 + 0,1 ·8,4·10-4 = 9,24 ·10-4.м 3 .

Приймаємо товщину мембран 0,4 мм, матеріал мембрани - сталь 1Х18Н9Т.

Визначаємо індикаторну потужність компресора Nі

,

Ефективна потужність компресора

 Nе  = N і/ηмех = 0,434/0,88=0,493 кВт,

де ηмех = 0,88.

Електрична потужність компресора приймається на 30 % більше ефективній потужності, тобто

 Nэ =1,3·0,493 = 0,641 кВт..

**8.2 Задачи для самостійного розв’язання**

***Завдання 8.2.1***Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого кисневого мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1= 0,25 м3/хв, тиск усмоктування Р1= 0,5 МПа, тиск нагнітання Р2= 2 МПа.

***Завдання 8.2.2***

 Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого вуглекислотного мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1=8,33·10-3 м3с-1, тиск усмоктування Р1= 2,0 МПа, тиск нагнітання Р2= 10,0 МПа.

***Завдання 8.2.3***

 Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого гелієвого мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1= 1,0 м3/хв, тиск усмоктування Р1= 100кПа, тиск нагнітання Р2= 1000,0 кПа.

***Завдання 8.2.4***

 Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого повітряного мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1= 2,0м3/хв, тиск усмоктування Р1= 100,0 кПа, тиск нагнітання Р2= 1200,0 кПа.

***Завдання 8.2.5*** Визначити основні розміри й потужність на валу одноступінчастого повітряного мембранного компресора з гідроприводом за наступним даними: об'ємна продуктивність компресора за умови на усмоктуванні V1= 2,0 м3/година, тиск усмоктування Р1= 0,1 МПа, тиск нагнітання Р2= 1,5 МПа.

**9.Контрольні заходи**

Рівень знань, які одержано студентами при вивченні цієї дисципліни контролюється за допомогою наступних заходів:

* поточний контроль;
* модульний контроль;
* підсумковий контроль.

Поточний контроль включає в себе перевірку засвоювання студентами навчального матеріалу під час проведення навчальних занять шляхом опитування студентів на лекціях та практичних заняттях.

Крім того викладач під час практичних занять обговорює із студентами хід розрахункових робіт по індивідуальним завданням та рефератам, оцінює результати цих робіт.

Модульний контроль виконується в середині та кінці семестру для оцінки якості засвоєння навчального матеріалу у рамках модуля.

Підсумковий контроль виконується на підставі поточного та модульного контролю рівня одержаних студентами знань, або шляхом проведення заліку чи іспиту.

Засоби діагностики рівня успішності студентів

Контроль рівня засвоєння програм модуля здійснюється шляхом виконання письмового контрольного завдання, яке складається з декількох запитань приблизно однакового рівня складності.

Рівень успішності (розрахунок оцінки) студента визначається як сума балів по відповідям на запитання контрольного завдання. Рівень засвоєння програми модуля за стобальною шкалою. Потім сума балів ділиться на кількість запитань і підсумкова оцінка округляється до найближчого цілого.

**10.Список літератури**

1. Страхович К.И., Френкель М.И., Кондряков И.К.,Рис В.Ф. Компрессорные машины., М., ГИТЛ, 1961,600с.
2. Михайлов А.К.,Ворошилов В.П., Компрессорные машины .М., Энергоатомиздат,1989, 288 с
3. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневих компрессоров .М.,1987, 271с
4. Федоров О.Г., Мілованов В.І., Єременко Д.М. Компресорні машини. Підручник. Одеса. ФОП Бондаренко М.О., 2017 р. 154 с.
5. Мілованов В.І.Водяницька Н.І., Мельников В.Д. Компресори об’ємного стиснення. Підручник. Одеса «Зовнішрекламсервіс». 2015 р., 330 с.