

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



**Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В.,
Гайдук С.В., Грудка Б.Г.**

ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

**Конспект лекцій та посібник для
самостійної роботи**

Частина 2

Одеса – 2017

Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини: конспект лекцій та посібник для самостійної роботи, частина 2. – Одеська національна академія харчових технологій, 2017. – 59 с.

Конспект лекцій ознайомлює майбутніх спеціалістів холодильної галузі з різними видами холодильних компресорів.

Конспект лекцій призначено для студентів галузі знань 14 «Електрична інженерія», спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування», ступінь бакалавр.

Рецензент: Дорошенко О.В., д.т.н., професор Одеської національної академії харчових технологій.

Схвалено та рекомендовано на засіданні кафедри кріогенної техніки до розгляду Ради зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування».

Протокол № __ від ____ 20__ р.

Завідувач кафедри

Симоненко Ю.М.

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні Ради зі спеціальностей 142 «Холодильні машини і установки»; «Кріогенна техніка і технології»; «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»; «Газотурбінні установки і компресорні станції» та на пряму підготовки 142 «Енергетичне машинобудування».

Протокол № __ від ____ 20__ р.

Голова Ради

Хмельнюк М.Г.

ЗМІСТ

	Стр.
Список літератури	4
Конспект лекцій	5
1 Теорія ротаційного компресора з ротором, що котиться	5
2 Теорія ротаційного пластинчастого компресора	8
3 Теорія гвинтового компресора	13
4 Теорія спірального компресора	21
5 Теорія відцентрового компресора	24
6 Контрольні запитання	34
Методичні вказівки до самостійної роботи	35
1 Розрахунок основних характеристик та параметрів дійсного ротаційного компресора з ротором, що котиться	35
2 Розрахунок основних характеристик та параметрів дійсного ротаційного пластинчастого компресора.	36
3 Розрахунок основних характеристик гвинтового компресора	40
4 Розрахунок основних конструктивних параметрів гвинтового компресора	43
5 Розрахунок основних конструктивних параметрів відцентрового компресора	49
6. Розрахунок основних характеристик відцентрового компресора	53
7 Розрахунок основних характеристик та конструктивних параметрів спірального компресора	56

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов . – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. -712с.(с приложением).
2. Л.И. Тимофеевский « Холодильные машины». – СПб.: Политехника, 1997.-992с.:ил.
3. Холодильная техника. Энциклопедический справочник, том I, М., 1960..-544с.
4. Н.Н. Кошкин. Холодильные машины, М.: Пищевая пром-сть, 1973. -512с.
5. Холодильные машины (под ред. И.А. Сакуна), Л., Машиностроение, 1985 – 510с.
6. Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев, Холодильные машины и аппараты, М., 1960-235с.
7. Діаграми стану різних робочих речовин

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

ТЕМА 1. ТЕОРІЯ РОТАЦІЙНОГО КОМПРЕСОРА З РОТОРОМ, ЩО КОТИТЬСЯ

Ротаційний компресор з ротором, що котиться, відноситься до компресорів об'ємної дії. Його принципова схема наведена на (рис 1.1.1) . Він складається з: циліндра 1, ротора 2, вала 3, вікна всмоктування 4, лопаті 5, пружини 6, нагнітального клапана 7.

Точка **А** - точка дотику ротора і циліндра, точка **О**- вісь циліндра, точка **О₁** – вісь ротора.

Основні розміри компресора: R – радіус циліндра, r – радіус ротора, e – ексцентриситет ($e = R - r$).

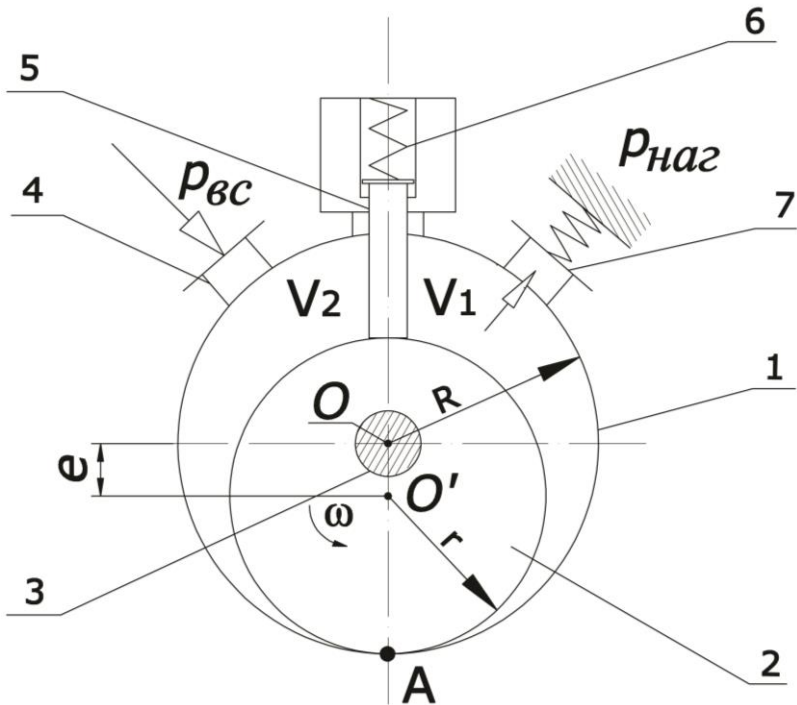


Рис.1.1.1 Конструкція ротаційного компресора з ротором, що котиться

Принцип дії проілюстровано на індикаторній діаграмі **рис.(1.1.2).**

При обертанні вала ротор котиться по внутрішній поверхні циліндра. Коли точка дотику ротора і циліндра **А** знаходиться у верхній частині (проти пластини), пластина утопає в пазу і утворюється серповидна порожнина, заповнена парою холодильного агента.

Як тільки точка **А** пройде вікно всмоктування, в циліндрі утворюються дві порожнини V_1 та V_2 , розділені пластиною, яка пружиною виштовхується у бік циліндра і щільно притискається до ротора.

При заданому напрямі обертання об'єм V_1 збільшується, а об'єм V_2 зменшується.

У об'ємі V_1 відбувається всмоктування, а в об'ємі V_2 відбувається стиснення.

Як тільки тиск $p_{\text{наг}}$ в об'ємі V_2 стає вищим за тиск $p_{\text{к}}$ конденсації, відкривається нагнітальний клапан і відбувається нагнітання. Всі три процеси відбуваються за один оборот вала. Коли точка **А** знаходиться вгорі - $V_1 = \max = V_0$, а $V_2 = 0$. В цьому випадку порожнина всмоктування і стиснення об'єднанні, тому необхідний нагнітальний клапан, а всмоктувальний клапан відсутній. Компресор має мінімальний мертвий простір. Це важлива перевага ротаційного компресора з ротором, що котиться.

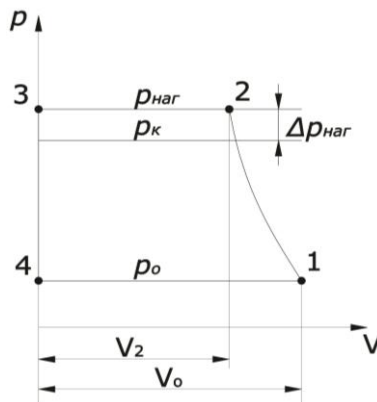


Рис.1.1.2. Індикаторна діаграма компресора з ротором , що
КОТИТЬСЯ

V_0 – об'єм на початку стиснення
 V_2 – об'єм у кінці процесу стиснення
 $p_0 = p_{\text{вс}}$ – тиск всмоктування (кипіння)
 $p_{\text{к}}$ – тиск конденсації.
 $p_{\text{наг}}$ – тиск нагнітання.
 $\Delta p_{\text{наг}}$ – депресія на нагнітанні.

Переваги і недоліки ротаційного компресора з ротором, що котиться, в порівнянні з поршневим:

Переваги:

- Врівноваженість.
- Менші розміри при однаковій холодопродуктивності.
- Простіший по конструкції.
- Відсутність всмоктувального клапана.
- Безшумність роботи.

Недоліки:

- Компресор може бути тільки малої холодопродуктивності (< 7 кВт), оскільки в крупних компресорах неприпустимо зростають зусилля, що діють на розділову пластину і пружину.
- Висока точність виготовлення.
- Ретельний підбір конструкційних матеріалів.

Дані компресори застосовують в побутових охолоджуючих пристроях і теплових насосах.

Основні характеристики компресора.

- Холодопродуктивність $Q_0 = \lambda \cdot V_T \cdot q_v$, кВт.
- Ефективна потужність $N_e = l_k \cdot Q_0 / (\eta_e \cdot q_0)$, кВт.
- Коефіцієнт подачі. $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_{nl}$
- Порівняння об'ємних коефіцієнтів поршневого компресора та ротаційного з ротором, що котиться, наведено у **таблиці 1.1.1**

Таблиця 1.1.1.

Поршневий компресор	Ротаційний компресор з ротором, що котиться
$\lambda_c < 1$	$\lambda_c \approx 1$
$\lambda_w < 1$	$\lambda_w < 1$
$\lambda_{op} < 1$	$\lambda_{op} < 1$
$\lambda_{кл} \approx 1$	$\lambda_{пл} < 1$

ТЕМА 2. ТЕОРІЯ РОТАЦІЙНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕСОРА

Ротаційний пластинчастий компресор відноситься до компресорів об'ємної дії. Схема ротаційного пластинчастого компресора зображено на **рис.1.2.1**

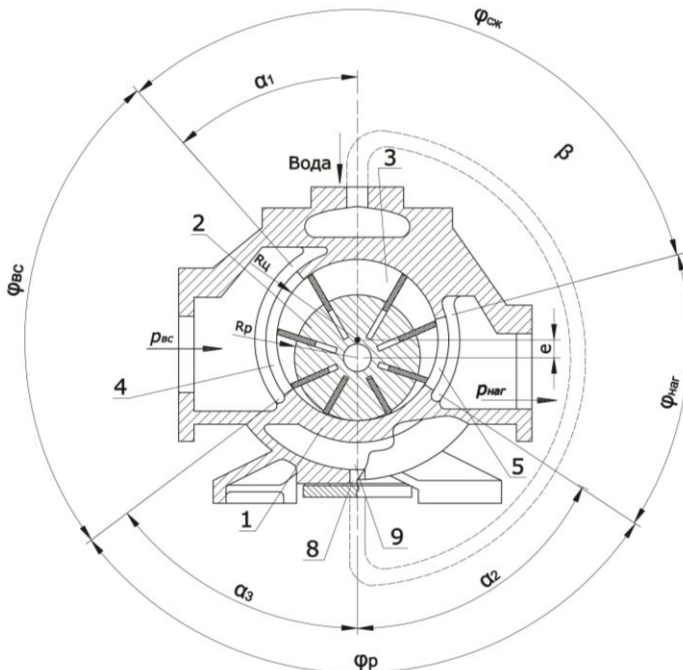


Рис 1.2.1 Конструкція ротаційного пластинчастого компресора

У циліндровому корпусі 1 ексцентрично розташований ротор 2. Пластини (лопаті) 3, вільно встановлені в пази ротора. Вісі циліндра і ротора нерухомі і зміщені на величину ексцентриситету e .

Переріз компресора (рис.1.2.1) поділено на кути повороту ротора, відлік яких починається від розташування пластини відносно вікна всмоктування 4:

β – кут між двома суміжними пластинами;

$\varphi_{вс}$ – кут всмоктування;

$\varphi_{сж}$ – кут стиснення;

$\varphi_{наг}$ – кут нагнітання;

φ_p – розподільний кут;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – кути, що визначають розташування вікон всмоктування та нагнітання.

При обертанні ротора під дією відцентрової сили пластини висуваються з пазів і ковзають по внутрішній поверхні циліндра. У міру зменшення зазору між ротором і циліндром пластини засуваються в пази, і в точці дотику ротора і циліндра пластини виявляється повністю втопленою в пазу ротора.

Перепускний отвір 8 служить для з'єднання трубою порожнини, що знаходиться в нижній частині циліндра, в якій збирається залишкова пара (мертвий об'єм), з порожниною на початку кута стиснення. Відбувається як би дозарядка компресора, зменшується дійсний ступінь стиснення.

Кількість пластин в ротаційних пластинчастих компресорах коливається від 4 до 30; менша кількість відповідає малим компресорам, більша – великим. У будь-якому ротаційному компресорі відсутній всмоктувальний клапан, а при великій кількості пластин і нагнітальний.

Кінцевий тиск робочої речовини не залежить від тиску в нагнітальному патрубку компресора, а визначається тільки відношенням об'ємів робочої порожнини на початку V_0 і кінці V_2 процесса стиснення.

До основних конструктивних параметрів пластинчастого компресора відносять:

R – радіус циліндра; r – радіус ротора; $e = R - r$ – ексцентриситет; l – довжину ротора; Δ – висоту пластини.

Вважаючи, що стиснення в компресорі політропне, визначимо тиск $p_{наг}$ при відомому тиску всмоктування $p_{вс}=p_0$.

Відповідно до рівняння політропи

$$p_0 V_0^n = p_{наг} V_2^n \rightarrow p_{наг} = p_0 \cdot \frac{V_0^n}{V_2^n} = p_0 \cdot \varepsilon^n.$$

Відношення об'єму на початку процесу стиснення до об'єму в кінці процесу стиснення називають **геометричним ступенем стиснення** ротаційного пластинчастого компресора.

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_2}$$

За один оборот ротора в кожній робочій порожнині, утвореній сусідніми пластинами, здійснюється робочий процес: **всмоктування, стиснення, нагнітання**.

Теоретична об'ємна продуктивність пластинчастого компресора V_T визначається таким чином. За один оборот ротора в робочу порожнину при всмоктуванні поступає робоча речовина об'ємом V_1 . Сумарний об'єм, що поступає в компресор, за одиницю часу, складає

$$V_T = l \cdot R \cdot e \cdot C \cdot n, \text{ м}^3/\text{с}$$

де n – частота обертання вала, C – коефіцієнт, залежний від кількості пластин (**табл. 1.2.1**), l – довжина ротора.

Дійсна об'ємна продуктивність V_δ , по аналогії з поршневим компресором, пов'язана з теоретичною V_T коефіцієнтом подачі компресора λ .

$$V_\delta = V_T \cdot \lambda.$$

Для аналізу об'ємних втрат коефіцієнт подачі λ можна представити добутком окремих коефіцієнтів. При цьому слід врахувати:

- у конструкції пластинчастого компресора «мертвий простір» значно менший, ніж в поршневому.;
- у пластинчастому компресорі відсутні клапани, тому для ротаційного компресора $\lambda_{\partial p} \approx 1$;
- у пластинчастому ротаційному компресорі при рівному об'ємі робочої порожнини, в порівнянні з поршневим, площа бічної поверхні робочої порожнини більша, тому вплив теплообміну робочої речовини із стінкою виражений сильніше, тобто $\lambda_w (\text{РК}) < \lambda_w (\text{ПК})$;

- кількісна оцінка витоків і перетечок робочої речовини в ротаційному компресорі складає 2...4%, тому $\lambda_{пл}$ (РК) < 1 (для порівняння $\lambda_{пл}$ (ПК)=1).

В цілому значення коефіцієнта подачі пластинчастого компресора за експериментальними даними різних заводів-виробників, коливається в діапазоні $\lambda = 0,55 \dots 0,85$.

Негативний вплив на енергетичну ефективність η_e ротаційного пластинчастого компресора надають такі чинники:

- фіксований геометричний ступінь стиснення;
- шкідливий теплообмін робочої речовини із стінками робочої порожнини;
- перетечки робочої речовини;
- тертя пластин і ротора.

Для підвищення об'ємних і енергетичних коефіцієнтів в робочий об'єм ротаційного пластинчастого компресора подають мастило. Воно сприяє зменшенню тертя, охолодженню стінок робочої порожнини, зменшенню температури кінця стиснення і перетечек.

Оскільки для конкретного компресора $\varepsilon = const$, то при $p_0 = const$ і $p_{наг} = const$, кінцевий тиск $p_{наг}$ не залежить від тиску в нагнітальному патрубку компресора, а визначається тільки відношенням об'ємів камер на початку і в кінці стиснення.

При роботі компресора можливі три випадки: $p_K = p_2$; $p_K < p_2$; $p_K > p_2$. На **рис 1.2.2** зображено три індикаторні діаграми, що описують робочий процес відповідно до вказаних умов.

Випадок $p_K = p_2$ (рис 1.2.2 а) відповідає ротаційному пластинчастому компресору, який енергетично еквівалентний поршневному компресору з нагнітальним клапаном.

Випадок $p_K < p_2$. У точці 2'' (рис 1.2.2 б) робоча порожнина з'єднується з вікном нагнітання, де тиск робочої речовини менший. Відбувається миттєве вирівнювання тиску при постійному об'ємі V_2 , і тиск падає від p_2 до p_K . Процес вирівнювання тиску називають «вихлопом» або розширенням, за ним слідує нагнітання. Заштрихована площа еквівалентна перевитраті роботи в пластинчастому ротаційному компресорі в порівнянні з поршневим.

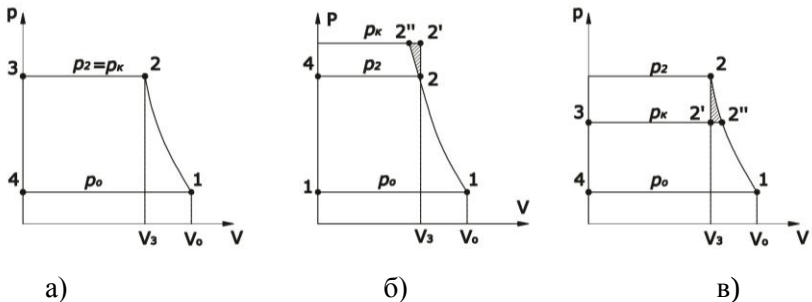


Рис 1.2.2. Три можливі індикаторні діаграми роботи дійсного пластинчастого ротаційного компресора:
а) $p_K = p_2$; б) $p_K < p_2$; в) $p_K > p_2$

Випадок $p_K > p_2$. У точці 2'' (рис 1.2.2 в) робоча порожнина з'єднується з вікном нагнітання, де тиск робочої речовини p_K більший. Виникає зворотний рух робочої речовини з нагнітальної порожнини в робочу. Відбувається миттєве вирівнювання тиску при постійному об'ємі V_2 , і потім слідує нагнітання. В цьому випадку процес вирівнювання тиску називають «наддувом» або зовнішнім стисненням. Заштрихована площа еквівалентна перевитраті роботи в ротаційному пластинчастому компресорі в порівнянні з поршневым.

На підставі викладеного слідує висновок, що ротаційним пластинчастим компресорам без нагнітального клапана властиві специфічні енергетичні втрати, що знижують ККД компресора.

Переваги та недоліки пластинчастих ротаційних компресорів у порівнянні з поршковими .

Переваги:

- простота конструкції; низька вартість;
- простота обслуговування та ремонту;
- висока експлуатаційна надійність та великий ресурс роботи;
- компактність;
- врівноваженість;
- стабільність характеристик.

Недоліки

- необхідність високої точності виготовлення та обробки дотичних поверхонь для зменшення перетечок;
- реалізація малих перепадів тисків між всмоктуванням та нагнітанням;
- відносно великі втрати на тертя;
- підвищений рівень шуму.

Малі компресори використовують в побутових охолоджуючих приладах і торговій техніці з холодопродуктивністю 5-10кВт, в автомобільних кондиціонерах. Компресори великої продуктивності застосовують як підтискувальні (бустер-компресори) в двоступінчастих холодильних машинах.

ТЕМА 3. ТЕОРІЯ ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА

Гвинтові компресори - це основний тип холодильних компресорів, які використовуються в інтервалі холодопродуктивностей від 40..1200кВт, при температурах кипіння $-40...+10^0$ С з різними робочими речовинами.

Істотна відмінність і, одночасно, перевага гвинтових компресорів полягає в здатності забезпечувати великі відносини тиски при високих значеннях ефективного ККД.

На рис. 1.3.1 представлено загальний вид сучасного гвинтового компресора. Головними елементами компресора є ротори (**рис1.3.2**).

Ротори гвинтового компресора є подовжені косозубі шестерні спеціального профілю з малою кількістю гвинтових зубів (**рис.1.3.2**). Кожна пара зубів утворює гвинтовий канал. Кількість зубів може бути різною. Історично склалося, що ведучий ротор має 4 зуби, а ведений – 6, що записують як $z_1=4$, $z_2=6$. Останніми роками деякі заводи-виробники гвинтових компресорів перейшли на інші співвідношення зубів.

Гвинтовий компресор не має всмоктувальних і нагнітальних клапанів, а всмоктувальні і нагнітальні вікна розташовуються діагонально в торцевих кришках циліндра. Робоча порожнина компресора обмежена западиною ротора, поверхнею

циліндра і двома торцевими кришками. Передачу обертання від ведучого ротора до веденого здійснює пара робочої речовини, що стискається. Частота обертання ведучого ротора складає від 30 до 200 об/с (с^{-1}). Діаметри роторів однакові, а кількість зубів різна, тому кутова частота обертання веденого ротора менша, за ведучого.

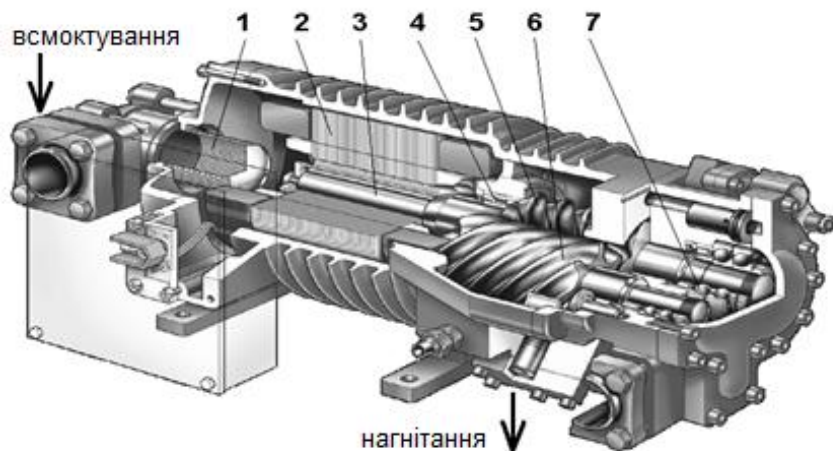


Рис 1.3.1. Герметичний компресор фірми «BITZER» (Німеччина):
 1 – фільтр механічної очистки; 2 – статор електродвигуна;
 3 – ротор електродвигуна (вал компресору);
 4 – опірний підшипник; 5 – ведучий ротор; 6 – ведений ротор;
 7 – упорний підшипник

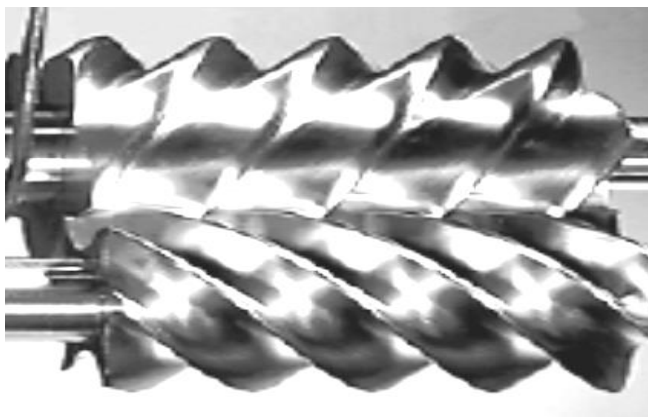


Рис1.3.2.а. Ведучий (зверху) та ведений (знизу) ротори сучасного гвинтового компресора.

Ротори мають специфічні профілі зубів **рис.1.3.4**

- симетричний, який створено дугою кола;
- асиметричний, який створено дугою еліпса.

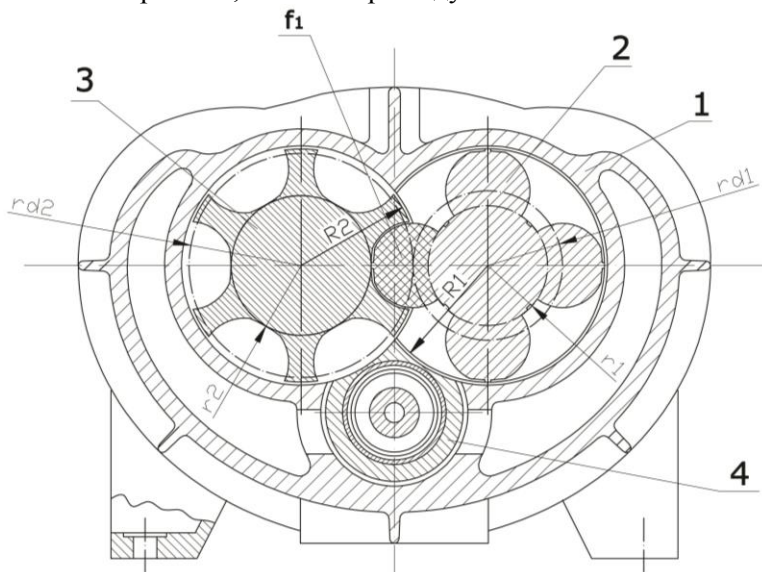


Рис1.3.3.. Ескіз зубчастого зачіплювання

1.- корпус; 2- ротор ведучий; 3- ротор ведений; 4- золотник

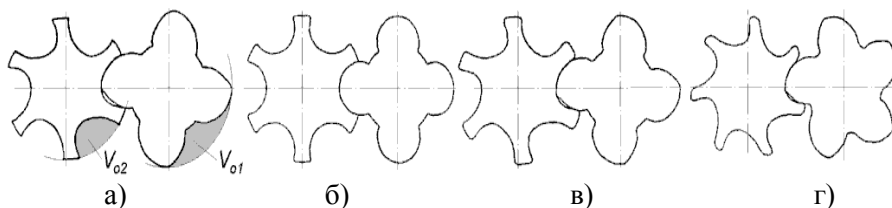


Рис1.3.4. Профілі зубів у гвинтових компресорах:

а) асиметричний (перший гвинтовий компресор, А.Лисхольм, 1935), б) симетричний (А.Лисхольм, 1945); в) асиметричний (фірма «SABROE», Данія, 1967); г) D-профіль (фірма «SABROE», 1982).

Від профілю зубів залежить довжина лінії контакту між роторами, яка відокремлює порожнину стиснення від порожнини всмоктування. Перетечки робочої речовини крізь зазор між роторами пропорційні довжині лінії контакту. Асиметричний

профіль зубів має меншу довжину лінії контакту, характеризується найбільшим об'ємом западин роторів і, за інших рівних умов, забезпечує велику об'ємну продуктивність, тому останніми роками отримав широке застосування.

Ротори конструюють так, що зуб ротора представляє неповний виток навколо вісі вала. Існує конструктивна характеристика – **кут закручування ротора φ** . Це кут, на який повернений торець зуба з сторони нагнітання по відношенню до торця цього ж зуба з сторони всмоктування ($\varphi < 360^\circ$).

По кількості основних деталей (роторів) гвинтові компресори бувають: одно-, дво- і багатороторними. У холодильних машинах (теплових насосах) застосовують одно- і двороторні конструкції.

До основних деталей і вузлів гвинтового компресора також відносять опорні і упорні підшипники, поршень для врівноваження вісьових сил (думміс), золотниковий регулятор продуктивності, ущільнення ведучого вала (сальник).

Гвинтові компресори випускають відкритими і напівгерметичними.

Робочими процесами в гвинтовому компресорі є: **всмоктування, перенесення, стиснення, нагнітання**. Вони здійснюються в герметичних порожнинах, обмежених западиною ротора, корпусом і торцевими кришками. У западинах ведучого і веденого роторів робочий процес однаковий. Розглянемо послідовно процеси, що відбуваються з робочою речовиною в гвинтовому компресорі (рис 1.3.5).

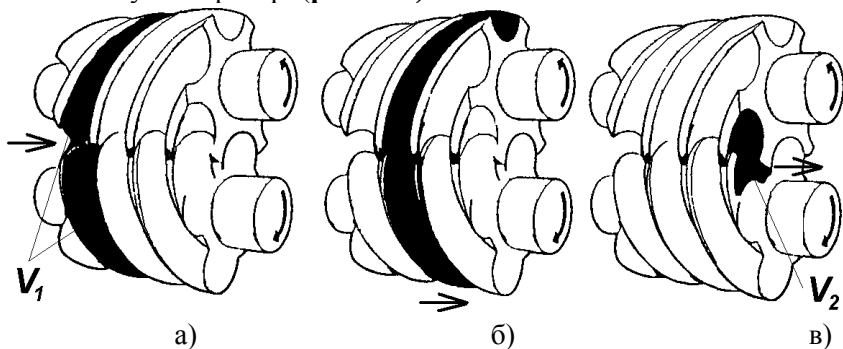


Рис 1.3.5. Процеси у гвинтовому компресорі:
а) всмоктування; б) перенесення; в) стиснення

При обертанні гвинтів на стороні виходу зубів із зачіплювання поступово, починаючи від торця всмоктування, звільняються западини між зубами. Ці западини (порожни) завдяки створюваному в них розрідженню заповнюються парою, що поступає через вікно всмоктування.

До моменту, коли одна з порожнин гвинта повністю звільниться від зуба (що відбудеться у торця нагнітання), що заповнював її, і об'єм порожнини досягає максимальної величини, вона повинна пройти вікно всмоктування і від'єднатися від камери всмоктування. Процес всмоктування пари в даній порожнині на цьому закінчується. Об'єм пари, обмежений поверхнями гвинтів і корпусу, таким чином вже роз'єднаний з камерою нагнітання.

При обертанні гвинтів зуб веденого гвинта починає заповнювати одну із западин ведучого гвинта, зменшуючи її об'єм; пара стискується. Потім порожнина ведучого гвинта з'єднується з відповідною порожниною веденого, утворюючи одну загальну порожнину. Процес стиснення триває до того моменту, коли порожнина підійде до кромки вікна нагнітання. У цей момент внутрішнє стиснення пари закінчується.

Відношення об'єму робочої порожнини на початку процесу стиснення V_1 до об'єму робочої порожнини в кінці процесу стиснення V_2 (рис. 1.3.5) має назву **геометричний ступінь стиснення** гвинтового компресора $\varepsilon = V_1/V_2 = \text{const}$.

Розглянемо індикаторну діаграму гвинтового компресора (рис 1.3.6)

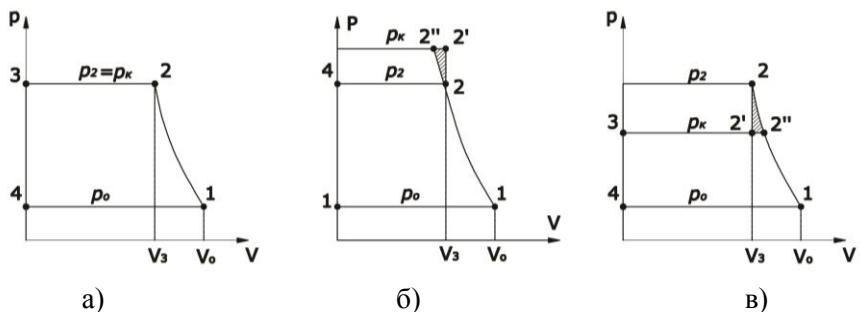


Рис1.3.6. Три можливі варіанти індикаторної діаграми роботи дійсного гвинтового компресора:

а) $p_k = p_2$; б) $p_k < p_2$; в) $p_k > p_2$

Для аналізу діаграми при політропному стисненні запишемо значення для точок **1** і **2**.

$$p_0 \cdot V_0 = p_\kappa \cdot V_2^n \Rightarrow p_\kappa = p_0 \cdot \frac{V_0^n}{V_2^n} = p_0 \cdot \varepsilon^n$$

Формула показує, що тиск в кінці стиснення p_κ пропорційний тиску всмоктування і при постійному p_0 тиск $p_\kappa = \text{const}$.

Оскільки в гвинтовому компресорі геометричний ступінь стиснення фіксований, тому буде фіксовано і тиск p_κ в кінці процесу стиснення, в момент коли робоча порожнина з'єднана з вікном нагнітання.

При роботі компресора можливі три випадки: $p_\kappa = p_2$; $p_\kappa > p_2$; $p_\kappa < p_2$. На **рис. 1.3.6** зображено три індикаторні діаграми, що описують робочий процес відповідно до вказаних умов.

Випадок $p_\kappa = p_2$ (рис.1.3.6 а) відповідає гвинтовому компресору, який енергетично еквівалентний поршневому компресору з нагнітальним клапаном.

Випадок $p_\kappa > p_2$. У точці 2'' (рис.1.3.6 б) робоча порожнина з'єднується з вікном нагнітання, де тиск робочої речовини p_κ більший. Виникає зворотний рух робочої речовини з нагнітальної порожнини в робочу. Відбувається миттєве вирівнювання тиску при постійному об'ємі V_2 , і потім слідує нагнітання. В цьому випадку процес вирівнювання об'єму називають «наддувом» або зовнішнім стисненням. Заштрихована площа еквівалентна перевитраті роботи в гвинтовому компресорі в порівнянні з поршневим

Процес стиснення в поршневому компресорі з нагнітальними клапанами при тих же p_κ і p_0 пройде по поліτροпі 1-2-2''.

Випадок $p_\kappa < p_2$. У точці 2'' (рис.1.3.6 в) робоча порожнина з'єднується з вікном нагнітання. Тиск в нагнітальному патрубку p_2 , він більший за p_κ . Холодильний агент швидко витікає в нагнітальну лінію, і тиск в робочій порожнині різко падає, об'єм при цьому змінитися не встигає. Відбувається миттєве вирівнювання тиску при постійному об'ємі V_2 , і тиск падає від p_2 до p_κ . Процес вирівнювання тиску називають «вихлопом» або

розширенням, за ним слідує нагнітання. Заштрихована площа еквівалентна перевитраті роботи в гвинтовому компресорі в порівнянні з поршневым. Процес стиснення в поршневому компресорі з нагнітальними клапанами при тих же p_k і p_0 пройде по політропі 1-2''.

Основні характеристики гвинтового компресора

- теоретична об'ємна продуктивність, V_T ;
- коефіцієнт подачі λ ;
- ефективний ККД η_e .

Позначаємо: V_{o1} і V_{o2} об'єм западин ведучого і веденого роторів, відповідно; z_1 і z_2 кількість зубів ведучого і веденого роторів, відповідно; n_1 і n_2 частота обертання ведучого і веденого роторів, відповідно.

За один оборот ведучого ротора в одну западину поступить об'єм V_{o1} робочої речовини, а у всі западини веденого ротора поступить об'єм $V_{o1} z_1$. За одиницю часу, об'єми відповідно складуть $V_{o1} z_1 n_1$ і $V_{o2} z_2 n_2$.

Об'ємна теоретична продуктивність гвинтового компресора визначиться як

$$V_T = V_{o1} z_1 n_1 + V_{o2} z_2 n_2 = z_1 n_1 (V_{o1} + V_{o2}),$$

де по умові зачіплення $z_1 n_1 = z_2 n_2$. Величина V_T представляє теоретичну об'ємну продуктивність гвинтового компресора, яка визначається конструктивними параметрами: міжвісьовою відстанню роторів; довжиною ротора; формою зуба і западини. Суму $(V_{o1} + V_{o2})$ називають *об'ємом парної порожнини всмоктування*.

Проаналізуємо об'ємні втрати в гвинтовому компресорі при порівнянні з поршневи. Надамо коефіцієнт подачі λ у вигляді добутку окремих коефіцієнтів – $\lambda \approx \lambda_n \cdot \lambda_{ad} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{ie}$.

Гвинтовий компресор практично не має «мертвого простору», у зв'язку з чим об'ємний коефіцієнт $\lambda_c \approx 1$ (для поршневого компресора $\lambda_c < 1$). У гвинтовому компресорі відсутні клапани, тому коефіцієнт дроселювання $\lambda_{op} \approx 1$ (для поршневого компресора $\lambda_{op} < 1$). Теплові процеси в гвинтовому компресорі інтенсивніші, ніж в поршневому, оскільки при рівному об'ємі робочих порожнин у гвинтовому компресорі площа бічної поверхні

порожнини у декілька разів більше, ніж в поршневому, отже, коефіцієнт підігріву λ_w (БК) $< \lambda_w$ (ПК). Основний вид об'ємних втрат в гвинтовому компресорі – перетечки робочої речовини, тому коефіцієнт щільності $\lambda_{пл} < 1$ (для поршневого компресора $\lambda_{пл} \approx 1$). Таким чином видно, що коефіцієнт подачі гвинтового компресора в основному характеризується ступенем внутрішньої герметичності (чим менше зазори між роторами і корпусом, тим вище λ). Цю умову забезпечує висока точність виготовлення роторів, корпусів і підшипникових вузлів.

Збільшена частота обертання роторів компресора робить впливає на збільшення коефіцієнта подачі λ , оскільки абсолютна величина витоків через зазори обернено пропорційна частоті обертання.

Система змащування по масогабаритним характеристикам у декілька разів перевищує масогабаритні характеристики самого компресора, і зазвичай, складається із зовнішнього маслоснабжувача з електродвигуном, мастиловіддільника з мастилозбірником, мастилоохолоджувача і фільтрів.

Переваги та недоліки гвинтових компресорів у порівнянні з поршневими.

Переваги.

- наявність у конструкції компресора регулятора продуктивності, що забезпечує помірну зміну продуктивності компресору від 10 до 100% при зміні теплових навантажень у об'єкті охолодження;
- висока експлуатаційна надійність та енергетична ефективність;
- робота на будь-яких робочих речовинах та їх сумішах без зміни конструкції;
- робота за циклом Ворхіса;
- повна рівноваженість;
- відсутність клапанів;
- мала кількість деталей.

Недоліки

- технологічна складність виготовлення роторів
- складна система змащування (для мастилозаповнених компресорів).

ТЕМА 4. ТЕОРІЯ СПІРАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

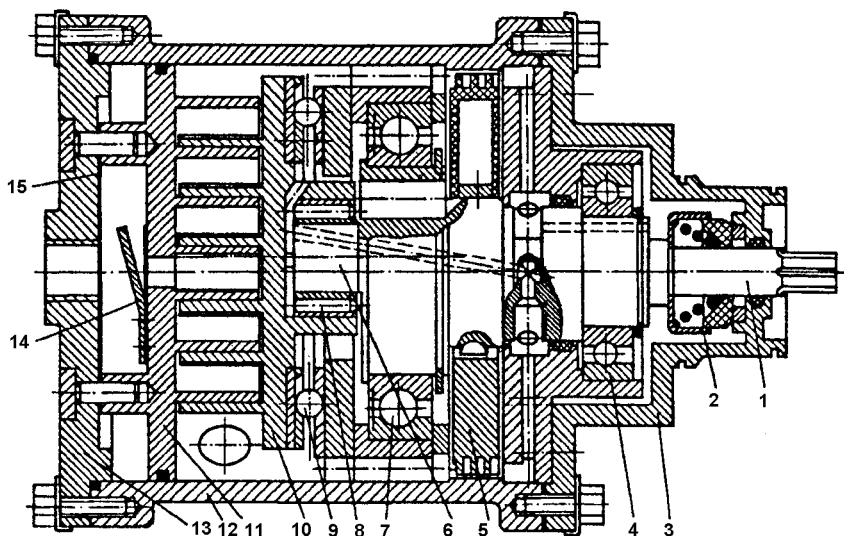
В даний час в холодильній техніці спіральні компресори входять до складу холодильних машин малої і середньої продуктивності, що працюють на робочих речовинах HFC- і HCFC-типу, в торговій техніці, побутових і транспортних кондиціонерах, теплових насосах.

Спіральні компресори класифікують:

- за методу ущільнення і охолодження робочої порожнини: мастилозаповнені, сухого стиснення, з вприскуванням холодильного агента;
- по кількості ступенів стиснення: одноступінчаті, дво-ступенчаті;
- за типом спіралі: з евольвентними спіралями, із спіралями Архімеда, з шматково-коловими спіралями;
- за розташуванням спіралей в просторі: вертикальні, горизонтальні.

Спіральні компресори можуть бути відкритими, напівгерметичними і герметичними.

Одна з можливих конструкцій спірального компресора надана на **рис. 1.4.1**.



б)

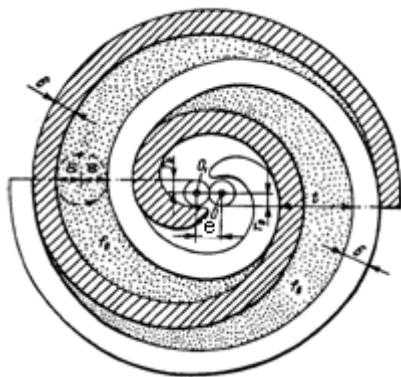


Рис 1.4.1. Горизонтальний відкритий спіральний компресор: а) продольний переріз, б) поперечний переріз: 1 – вал; 2 – сальник; 3 – передня кришка; 4, 7, 8 – підшипник; 5 – протизвага; 6 – ексцентрик; 9 – протизвертальний пристрій; 10 – рухома спіраль; 11 – нерухома спіраль; 12 – корпус; 13 – задня кришка; 14 – нагнітальний клапан; 15 – подгоночное кільце

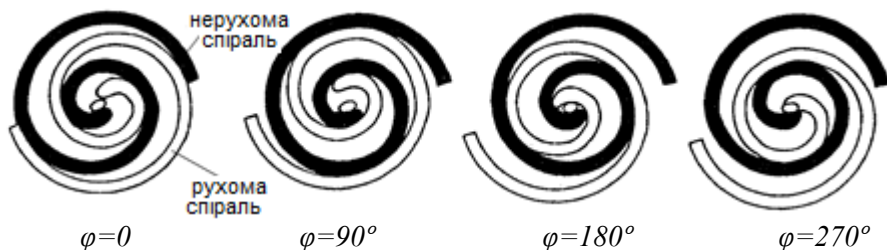


Рис 1.4.2. Взаємне розташування спіралей при переміщенні рухомої спіралі по орбіті

До основних елементів будь-якого спірального компресора відносять: ексцентриковий вал, корінні підшипники, рухома спіраль, нерухома спіраль.

Відстань між вісями валу і ексцентрика називають ексцентриситетом e . Ця величина є найважливішим конструктивним параметром спірального компресора.

Спіралі (нерухома і рухома) мають однакові розміри, але різні напрями закручування (ліва і права). Нерухома спіраль стопориться в корпусі або кришці компресора. Платформа нерухомої спіралі має в центрі отвір для виходу стиснутої робочої речовини.

Для опису принципу дії спірального компресора необхідно уявити вставленими одну спіраль в іншу і подивитися на них з торця валу. Між стінками спіралей утворюються порожнини, деякі

з них замкнуті. Якщо здійснити обертання вала, то розміри (об'єми) порожнин будуть змінюватися. Зміну об'ємів порожнин і їх розташування щодо вісі координат в площині розглядають на прикладі спрощеного графічного зображення компресора (рис1.4.2). Позначимо кут повороту вала φ .

Рухомі спіраль здійснює рух по певній орбіті (в даному випадку – колом – радіусом e навколо вісі нерухомої спіралі).

Процес всмоктування – розкриття і закриття порожнин, утворених зовнішніми дугами спіралей, кришкою компресора і платформою нерухомої спіралі за один оборот вала ($\varphi_{\text{об}} = 360^\circ$).

Процес стиснення і нагнітання триває довше, приблизно, за $\varphi_{\text{сж-наг}} = 720 \dots 900^\circ$, залежно від кута закручування спіралей і розмірів нагнітального отвору.

Таким чином, теоретична об'ємна продуктивність компресора V_T визначається об'ємом двох зовнішніх порожнин спіралей і частотою обертання вала

$$V_h = 2 \cdot V_s \cdot n.$$

Дійсна об'ємна продуктивність спірального компресора зв'язана з теоретичною коефіцієнтом подачі $V_d = V_h \cdot \lambda$. На жаль, в сучасних публікаціях ще не має емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта подачі спірального компресора. Ця величина може бути визначена тільки за усередненими експериментальними даними заводів-виробників, часто присутніми в рекламній продукції.

Переваги та недоліки спіральних компресорів у порівнянні з поршневыми.

Переваги

- висока довговічність та експлуатаційна надійність;
- врівноваженість;
- малий ступінь нерівномірності обертання;
- мала швидкість робочої речовини в проточній частині;
- малий рівень шуму;
- швидкохідність (от 16 до 200 сек⁻¹);
- відсутність мертвого простору;
- зменшено шкідливий підігрів пари від стінок;
- відсутність клапанів;
- можливість роботи на будь-якій робочій речовині;
- можливість поботи за циклом Ворхіса.

Недоліки.

- технологічна складність виготовлення спіралей;
- складне балансування ротору двигуна
- додаткові втрати потужності при відсутності нагнітального клапану

ТЕМА 5. ТЕОРІЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Турбокомпресори (компресори динамічної дії) підрозділяються на два великі класи:

- *відцентрові компресори*, в яких потік робочої речовини в основному рухається в радіальному напрямі від центру до периферії;
- *вісьові компресори*, в яких потік робочої речовини рухається в вісьовому напрямі в $\square$ паралельному вісі обертання.

Динамічний принцип стиснення в турбокомпресорах здійснюється в результаті підведення механічної енергії від двигуна до грат лопаток і силової взаємодії лопаток, що обертаються, з потоком робочої речовини. Кінетична енергія, що передана робочій речовині в нерухомих дифузорних елементах проточної частини переходить в потенційну, тобто в енергію тиску.

Оскільки в робочому колесі пара рухається переважно в площині перпендикулярної вісі обертання, то для стиснення пари здійснює відцентрова сила, що виникає при русі потоку від центру колеса до його периферії. Тиск пари в колесі збільшується також в наслідок дифузального характеру течії при якому відносна швидкість потоку в міжлопатковому каналі зменшується до виходу колеса, отже, кінетична енергія руху переходить в потенційну енергію тиску.

У парокomppressorних холодильних машинах (теплових насосах) переважно застосовують відцентрові компресори малої і середньої продуктивності. Вісьові компресори використовують тільки в повітряних холодильних машинах великої продуктивності.

Як всі типи холодильних компресорів, відцентрові компресори передбачають використання будь-якої робочої речовини. Ці компресори бувають відкритими і

напівгерметичними. Відкриті компресори приводяться в рух за допомогою електродвигуна або турбіни.

Відцентровий компресор складається з робочих коліс, що обертаються разом з вал, і нерухомих апаратів. Всі елементи проточної частини компресора є в основному дифузорами. Тому відцентровий компресор можна розглядати як систему послідовно встановлених дифузоров, що обертаються, і нерухомих.

Сукупність одного робочого колеса з розташованими за ним нерухомими апаратами називається *сходиною турбокомпресора*. Це поняття пов'язане з конструктивною схемою компресора. Турбокомпресор може мати декілька сходин, проте в цілому компресор буде одноступінчастим щодо здійснення термодинамічного циклу холодильної машини (теплого насоса). Проте двоступенчатий або тріступінчатий холодильний відцентровий компресор (з двома або трьома робочими колесами) може працювати як по циклу одноступінчастого стиснення, так і по циклу багатоступінчастого стиснення.

Залежно від конструктивної схеми розрізняють три типи компресорних сходин: *всмоктувальну, проміжну і кінцеву*.

Всі елементи проточної частини сходини, окрім всмоктувального пристрою, є плоскими або конічними дифузорами, тобто канали з площею поперечного перетину, що збільшується по довжині.

Робочий процес у відцентровому компресорі здійснюється таким чином.**(рис.1.5.1)**

Холодильний агент з випарника поступає у вхідний пристрій, призначений для підведення холодильного агента від вхідного патрубка до робочого колеса першої сходини. Перед входом в робоче колесо вхідний пристрій звужується, завдяки чому відбувається місцеве підвищення швидкості потоку і зниження тиску (швидкість потоку перед вхідним пристроєм 15-20 м/с), завдяки цьому відбувається вирівнювання епюри швидкостей на вході в колесо.

Вхідний пристрій забезпечує вхід потоку в робоче колесо без удару.

У робочому колесі потік змінює свій напрям з вістового на радіальний. На ділянці вісірадіального повороту 0-1 площа перетину каналу практично не змінюється, енергія до пари зовні не підводиться, тому її швидкість і тиск практично не змінюються. У перетині 1 пара захоплюється лопатками колеса.

Унаслідок раптового стискування потоку стрибкоподібно збільшується швидкість потоку і, отже, зменшується тиск

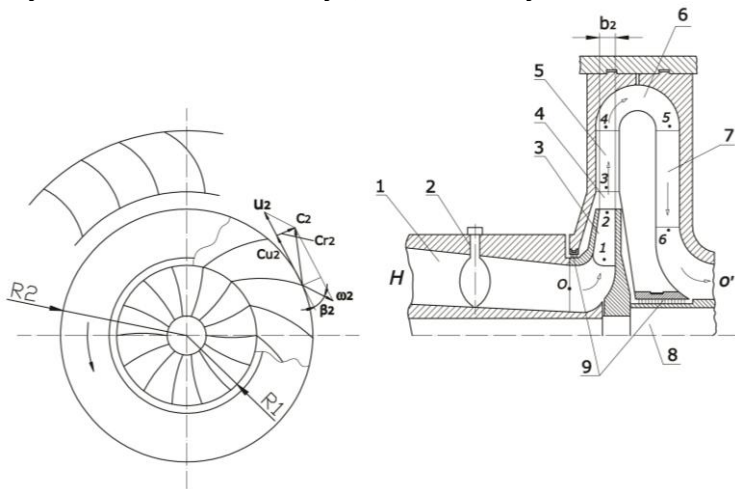


Рис 1.5.1. Схема проточної частини компресорної ступені:

1 – вхідний пристрій; 2 – вхідний регулюючий апарат;
3 – робоче колесо; 4 – безлопатковий дифузор; 5 – лопатковий дифузор; 6 – радіально-кільцевий поворот; 7 – зворотно направляючий апарат; 8 – вал; 9 – лабіринтне ущільнення.

Вхідний пристрій забезпечує вхід потоку в робоче колесо без удару.

У робочому колесі потік змінює свій напрям з вістового на радіальний. На ділянці вісірадіального повороту 0-1 площа перетину каналу практично не змінюється, енергія до пари зовні не підводиться, тому її швидкість і тиск практично не змінюються. У перетині 1 пара захоплюється лопатками колеса. Унаслідок раптового стискування потоку стрибкоподібно збільшується швидкість потоку і, отже, зменшується тиск. Надалі на ділянці 1-2 до потоку підводиться механічна енергія, від лопаток робочого колеса, внаслідок цього збільшується швидкість потоку і його тиск. З робочого колеса пара, з великою швидкістю, поступає в безлопаточний дифузор, а потім в лопатковий, які є каналами, що розширюються. Знижується швидкість, і кінетична енергія руху переходить в потенційну енергію тиску. Після радіально кільцевого

повороту потік по зворотному направляючому апарату поступає до робочого колеса другої сходини.

У одноступінчастому компресорі і кінцевій сходині багатоступінчастого компресора потік після дифузора поступає в канали завитки. Завитка – це кільцевий канал змінного перетину, площа якого до виходу декілька збільшується, тому швидкість холодильного агента зменшується, а тиск збільшується.

Конструкція окремих елементів відцентрового компресора
Конструкція робочого колеса

Робоче колесо складається з несучого диска, лопаток і покривного диска. Лопатки і несучий диск виконані як єдине ціле, а покривний диск кріпиться до лопаток заклепками або зваркою (рис.1.5.1).

Вводимо позначення:

D_1 – діаметр робочого колеса на вході

D_2 – діаметр робочого колеса на виході;

β_1 – кут профілю лопатки на вході до робочого колеса;

β_2 – кут профілю лопатки на виході з робочого колеса;

b_2 – висота лопатки на виході з робочого колеса;

$D_2/D_1 = 2$ – співвідношення діаметрів робочого колеса;

U_2 – переносна швидкість на виході з колеса;

U_1 – переносна швидкість на вході в колесо.

Робоче колесо обертається з великою лінійною швидкістю

$U_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} = \omega \cdot R_2$ де ω – кутова частота обертання колеса.

Переносна швидкість на виході з робочого колеса залежить від холодильного агента і матеріалу колеса:

$U_2 = 150 \text{ м/с}$ – HFC- и HCFC-робочі речовини;

$U_2 = 300 \text{ м/с}$ – аміак та повітря (колесо виготовлено з алюмінієвого сплаву чи сталі);

$U_2 = 450 \text{ м/с}$ – аміак та повітря(колесо виготовлено з титанового сплаву).

З величини β_2 робочі колеса діляться на три групи:

$\beta_2 = 15^\circ \div 30^\circ$ – робочі колеса насосного типу;

$\beta_2 = 35^\circ \div 85^\circ$ – робочі колеса компресорного типу;

$\beta_2 = 90^\circ$ – робочі колеса радіального (авіаційного) типу.

Термодинамічні процеси у сходині відцентрового компресора

Нехай **abcdef** - цикл парокompресорної холодильної машини з ідеальним(адіабатним) процесом стиску (**рис. 1.5.2.**) Припустимо, що в холодильній машині застосовується одноступінчастий відцентровий компресор (ЦК). Процес стиску в ньому адіабатний необоротний, тобто $ds > 0$; $\delta q = 0$

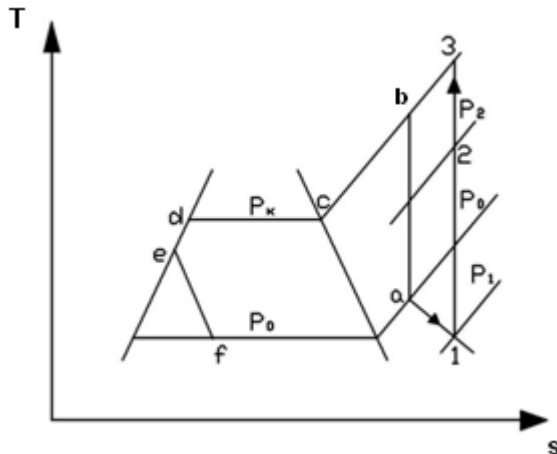


Рис. 1.5.2. Термодинамічні процеси у відцентрованому компресорі

У компресорах об'ємної дії кінетичною енергією потоку робочої речовини знехтують. У ЦК цього робити не можна, тому що швидкість потоку велика. Рівняння Першого закону термодинаміки в цьому випадку можна записати у вигляді:

$$q + l = \Delta h + \Delta \left(\frac{C^2}{2} \right)$$

Правило знаків: $q > 0$; $l > 0$ - якщо тепло й робота підводять до холодильного агента.

h - ентальпія потоку;

C - абсолютна швидкість потоку;

$C^2/2$ - кінетична енергія одиниці маси потоку.

Тепло й робота, що підводиться до холодильного агента, витрачаються на збільшення ентальпії й кінетичної енергії. Розглянемо послідовно термодинамічні процеси в проточній частині ЦК.

1. Вхідний пристрій. $q = 0; l = 0, \Rightarrow -\Delta(C^2/2) = \Delta h$.

Кінетична енергія потоку у вхідному пристрої збільшується, потік прискорюється, тиск потоку зменшується від p_0 до p_1 , $\Delta h < 0$ (ентальпія зменшується). Відбувається процес **а-1**.

2. Робоче колесо. $q = 0; l > 0$. Робота відбувається над холодильним агентом. У цьому випадку збільшується ентальпія і кінетична енергія потоку. Одночасно зростає тиск. Відбувається процес **1-2**.

3. Дифузор. $q = 0; l = 0$. У цьому випадку справедливі ті ж залежності, що і для вхідного пристрою, але в дифузорі відбувається зменшення кінетичної енергії, отже, збільшується ентальпія і одночасно збільшується тиск.

Питома робота стиснення:

в оборотному процесі $-l_{обр.} = h_b - h_a$;

в необоротному процесі $-l = h_3 - h_a$.

При цьому ми вважаємо, що кінетичної енергією потоку на виході з ЦК можна знехтувати.

Адіабатним ККД ЦК називається відношення: $\eta_a = \frac{l_{обр.}}{l}$,
 $\eta_a < 1$.

ККД ЦК залежить від незворотності процесів у всіх елементах, особливо в робочому колесі і дифузорі. У робочому колесі, як правило, незворотність процесів мала, а в дифузорі - велика. Тому важливо, щоб тиск p_2 було якомога більш високим. Положення точки 2 характеризує величина ρ ступінь реактивності сходи.

$$\rho = (h_2 - h_1)/l, \quad \rho < 1.$$

Величина ρ залежить від кута лопатки на виході з робочого колеса β_2 . Чим більше β_2 , тим менше ρ .

У колесах радіального типу $\rho \approx 0,5-0,6$, в колесах насосного типу $\rho \approx 0,7-0,75$.

Потужність турбокомпресора. Кількість сходин компресора

Раніше було встановлено, що лопатки робочого колеса передають роботу одиниці маси холодильного агента, яка має назву Ейлера.

$$l_3 = \varphi_{U2} \cdot U_2^2$$

де U_2 - лінійна швидкість потоку на виході з робочого колеса;

φ_{U2} - коефіцієнт закручування потоку, $\varphi_{U2} < 1$

Позначимо:

M -витрата холодильного агента через сходину турбокомпресора. Через протечки частина стисненого газу повертається на всмоктування, тому витрата холодильного агента через робоче колесо дорівнює:

$$M + M_{np.}$$

Потужність спожита сходиною стиснення:

$$N = (M + M_{np.}) \cdot l_3 + N_{mp.} \quad (*)$$

де $N_{mp.}$ - потужність, що витрачаються на тертя дисків робочого колеса. Перетворимо формулу (*) таким чином:

$$\begin{aligned} N &= (M + M_{np.}) \cdot l_3 + N_{mp.} = M \cdot l_3 + M_{np.} \cdot l_3 + N_{mp.} \\ &= M \cdot l_3 \left(1 + \frac{M_{np.}}{M} + \frac{N_{mp.}}{M \cdot l_3} \right) \end{aligned}$$

Позначимо: $\beta_{np.} = M_{np.}/M$; $\beta_{тр.} = N_{тр.}/M \cdot l_3$, $\Rightarrow$

$$N = M \cdot l_3 (1 + \beta_{np.} + \beta_{тр.}) = 1,03 \dots 1,05 (M \cdot l_3)$$

Остання формула визначає потужність одноступінчастого турбокомпресора. Вона залежить від витрати холодильного агента і Ейлерової роботи. З іншого боку потужність, турбокомпресора можна визначити так:

$$N = (M \cdot l_{обр.}) / \eta_a$$

Можна вибрати швидкість U_2 так, щоб $N=N_a$. Тоді турбокомпресор може бути одноступінчастим, але це не завжди можливо, тому що швидкість U_2 обмежена зверху:

- для аміаку $U_2 < 300$ м/с;
- для HFC-і HCFC-робочих речовин $U_2 < 150$ м/с.

При низьких температурах кипіння і високих температурах конденсації $l_{обр.}$ велика і $N_a > N$. Це означає, що одноступінчастий

турбокомпресор неможливий. За даних умов турбокомпресор обов'язково потрібно виконувати багатоступінчастим.

У простому випадку для багатоступінчастих машин Ейлерова робота приймається однаковою у всіх сходах. Витрата холодильного агента також однакова. Тоді кількість сходів визначається:

$$n = \frac{N_a}{N}$$

Якщо це кількість виявляється не цілим, то його округляють в більшу сторону і при цьому уточнюють величину l_3 .

Вплив продуктивності турбокомпресора на розміри робочого колеса та частоту його обертання

Якщо відомо холодопродуктивність турбокомпресора і цикл, то можна визначити витрату холодильного агента:

$$M = \frac{Q_0}{q_0}$$

З іншого боку, витрата холодильного агента через робоче колесо визначається як:

$$M_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot k \cdot C_{R2}}{v_2}$$

де D_2 - діаметр робочого колеса на виході;

b_2 - висота лопатки на виході;

k - коефіцієнт, що враховує, що частину поперечного перерізу колеса займають лопатки;

C_{R2} - проекція вектора абсолютної швидкості на виході з колеса на радіус-вектор;

v_2 - питомий об'єм холодильного агента в т.2

З останньої формули випливає:

$$M_2 \cdot v_2 = \pi \cdot k \cdot \left(\frac{b_2}{D_2}\right) \cdot D_2^2 \cdot \left(\frac{C_{R2}}{U_2}\right) \cdot U_2$$

Досвід проектування відцентрових турбокомпресорів дозволив встановити раціональні відношення:

$$\frac{b_2}{D_2} = 0,025 \dots 0,1; \quad \frac{C_{R2}}{U_2} = 0,1 \dots 0,3.$$

Використовуючи ці значення можна розрахувати діаметр робочого колеса. З формули випливає, що D_2 пропорційний $M^{0.5}$, тобто чим більша продуктивність компресора, тим більшим повинен бути діаметр робочого колеса.

Переносна швидкість U_2 відома і визначається виразом:

$$U_2 = \omega \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right)$$

Кутова швидкість ω буде пропорційна $M^{-0.5}$. Чим більше продуктивність, тим менша кутова швидкість і частота обертання вала компресора.

Отримані залежності показують, що турбокомпресори - машини великої продуктивності. Для малих компресорів діаметр робочого колеса буде дуже маленький, а частота обертання дуже висока, тому турбокомпресори доцільні при холодопродуктивності більше 1000 кВт.

Характеристика турбокомпресора при змінному тиску нагнітання. Помпаж.

Характеристики турбокомпресорів принципово відрізняються від поршневого компресора. У поршневого компресора масова витрата визначається:

$$M = \lambda \cdot \left(\frac{V_h}{v_{вс}}\right)$$

Припустимо, що тиск всмоктування залишається постійним, а тиск нагнітання $p_{наг}$ збільшується. У поршневого компресора з зростанням $p_{наг}$ масова витрата зменшується, графік залежності $M = f(p_{наг})$ показаний на рис.1.5.3

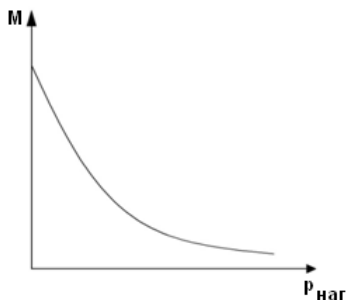


Рис.1.5.3

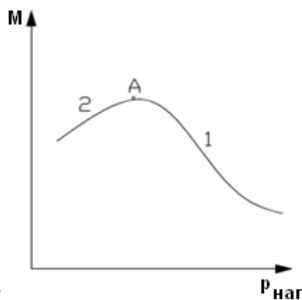


Рис.1.5.4

У відцентрового компресора залежність $M = f(p_{\text{наз}})$ має максимум в точці **A**, (рис.1.5.4), а на кривій можна виділити дві ділянки 1 і 2.



Рис1.5.5 Принципова схема елемента машини для пояснення помпажу

1 – Турбокомпресор;**2** – Ресивер;**3** – Вентиль.

Припустимо, що вентиль 3 закрито. Тоді турбокомпресор закачує холодильний агент в ресивер. Тиск при цьому збільшується, а витрата зменшується. Припустимо, що ми досягли точки **A**. У наступний момент тиск зменшується і зменшується витрата (тобто холодильний агент потече назад з ресивера). Компресор стане турбіною. Тиск у ресивері почне падати. Потім нормальний режим роботи відновиться. Після досягнення точки **A** знову виникає зворотний рух холодильного агента. Такий режим роботи називається **помпаж**. У турбокомпресора встановлюють спеціальний протипомпажний захист - байпасний вентиль.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1) Ротаційні холодильні компресори: класифікація, конструктивні схеми, принцип роботи, області застосування, індикаторна діаграма, об'ємні і енергетичні характеристики.
- 2) Гвинтові холодильні компресори: конструктивні схеми, принцип роботи, особливості робочих процесів, індикаторна діаграма, об'ємні і енергетичні коефіцієнти.
- 3) Гвинтові холодильні компресори: профіль зачіплювання, робочі порожнини, закони зміни об'ємів, регулювання продуктивності.
- 4) Спіральні холодильні компресори: конструктивні схеми, принцип роботи, особливості робочих процесів, об'ємні і енергетичні характеристики.
- 5) Відцентрові холодильні компресори: кінематика процесу в робочому колесі, формула Ейлера і рівняння сплошності для потоку в робочому колесі. Області застосування, робочі речовини.
- 6) Відцентрові холодильні компресори: термодинамічні процеси в сходині відцентрового компресора, визначення числа сходині турбокомпресора.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

ТЕМА 1. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ ДІЙСНОГО РОТАЦІЙНОГО КОМПРЕСОРА З РОТОРОМ, ЩО КОТИТЬСЯ

Під керівництвом викладача студент знайомиться з конструкцією ротаційного компресора з ротором, що котиться, і визначає основні розміри компресора:

Діаметр циліндра: - $2R$ (мм)

Діаметр ротора: - $2r$ (мм)

Ширина ротору: - l (мм)

Для розрахунку характеристик студент отримує індивідуальне завдання: робочу речовину, температурний режим роботи компресора, частоту обертання вала.

На підставі цих даних студент формує принципову схему машини з даним компресором, будує холодильний цикл в діаграмі стану $lqp-h$, визначає параметри у вузлових точках і питомі характеристики циклу (питому масову холодопродуктивність q_0 [кДж/кг], питому об'ємну холодопродуктивність q_v [кДж/м³]; питому адиабатну роботу стиснення l_a [кДж/кг]).

Далі, по запропонованій нижче методиці визначаються характеристики компресора.

Об'єм серпоподібної порожнини

$$V_o = \pi \cdot l(R^2 - r^2) \quad [m^3]$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_T = V_o \cdot n \quad [m^3 / c]$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}$$

де

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \text{ прийняти } c = 0.02 \dots 0.03, m = 1.09 \dots 1.12$$

$$\lambda_{op} = 1; \quad \lambda_w = 0.95 \dots 0.82 \quad (\text{при } \pi = \frac{p_k}{p_0} = 2 \dots 8)$$

$$\lambda_{nl} = 0.75 \dots 0.88 \quad (\text{при } n = 25 \text{ } 1/c), 0.82 \dots 0.92 \quad (\text{при } n = 50 \text{ } 1/c)$$

Ефективний ККД компресора.

$$\eta_e = f\left(\frac{p_k}{p_0}\right) \text{ (з графіку, **рис2.2.1**, нижня крива)}$$

Холодопродуктивність компресора.

$$Q_0 = \lambda \cdot V_T \cdot q_v \quad [кВт]$$

Ефективна потужність.

$$N_e = \frac{l_a \cdot Q_0}{\eta_e \cdot q_0} \quad [кВт]$$

Дійсний коефіцієнт перетворення машини.

$$COP_\partial = \frac{Q_0}{N_e}$$

ТЕМА 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ ДІЙСНОГО РОТАЦІЙНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕСОРА.

По заданим холодопродуктивності, холодильному агенту та температурному режимі студент формує схему машини, будує холодильний цикл в діаграмі стану $lgr-h$, визначає параметри у вузлових точках і питомі характеристики циклу (питому масову холодопродуктивність q_0 [кДж/кг], питому об'ємну холодопродуктивність q_v [кДж/м³]; питому адіабатну роботу стиснення l_a [кДж/кг]).

Тепловий та конструктивний розрахунки виконуються у такій послідовності.

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} \quad , \quad [кг / с]$$

Коефіцієнт подачі:

$$\lambda = f(\pi_n) \quad , \quad \pi_n = \frac{p_k}{p_0} \text{ (з графіку **рис2.2.2**)}.$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресору

$$V_T = \frac{Q_0}{\lambda \cdot q_v} \quad , \quad [м^3 / с]$$

Ефективний ККД компресору:

$\eta_e = f(\pi_n)$ - (з графіку **рис.2.2.2**).

Ефективна потужність компресор:

$$N_e = \frac{M_a \cdot l_a}{\eta_e}, \quad [\kappa Bm]$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_\partial = \frac{Q_0}{N_e}$$

Основні розміри ротаційного пластинчастого компресору:

Радіус циліндра:

$$R_y = \frac{U}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad [м],$$

де U – швидкість ковзання пластини, приймаємо 10 [м/с]

Ексцентриситет:

$$e = (0,1 \div 0,15) R_y, \quad [м]$$

Радіус ротора:

$$R_y = R_y - e, \quad [м]$$

Висота пластини:

$$\Delta = 4 \cdot e, \quad [м]$$

Довжина циліндру:

$$l = \frac{V_T}{c \cdot R_y \cdot e \cdot n}, \quad [м]$$

де: c – коефіцієнт, що залежить від кількості пластин. (**таб. 2.2.1**)

З урахуванням коефіцієнту запасу $l' = l \cdot 1.05$, [м]

Кут між двома суміжними пластинами:

$$\beta = \frac{360^\circ}{z}, \quad [\text{град}]$$

Геометричний ступінь стиснення:

$$\varepsilon_\varepsilon = \left(\frac{p_\kappa}{p_0} \right)^{1/n}, \quad \text{де } n=1.1 \dots 1.2 - \text{показник політропи стиснення.}$$

Кут стиснення:

$$\varphi_{сж} = \arccos\left(\frac{2}{\varepsilon_z} - 1\right), \quad [\text{град}]$$

Кути, що визначають відповідне розташування вікон всмоктування та нагнітання:

$$\alpha_1 = (0,6 \div 0,8) \cdot \beta, \quad [\text{град}]$$

$$\alpha_2 = (0,5 \div 1) \cdot \beta, \quad [\text{град}]$$

$$\alpha_3 = (0,5 \div 2) \cdot \beta, \quad [\text{град}]$$

Кут всмоктування:

$$\varphi_{вс} = 180 - \alpha_1 - \alpha_3, \quad [\text{град}]$$

Кут нагнітання:

$$\varphi_{нагн} = 180 + \alpha_1 - \varphi_{сж} - \alpha_2, \quad [\text{град}]$$

Розподільний кут:

$$\varphi_p = \alpha_3 + \alpha_2, \quad (\text{град})$$

Довідкові данні для розрахунку

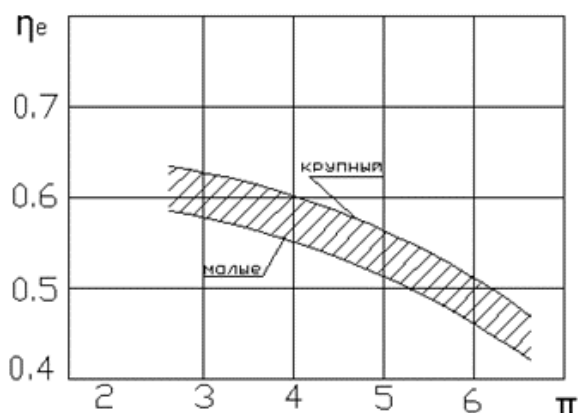


Рис.2.2.1 Залежність ККД η_e від зовнішнього ступеня стиснення π_n

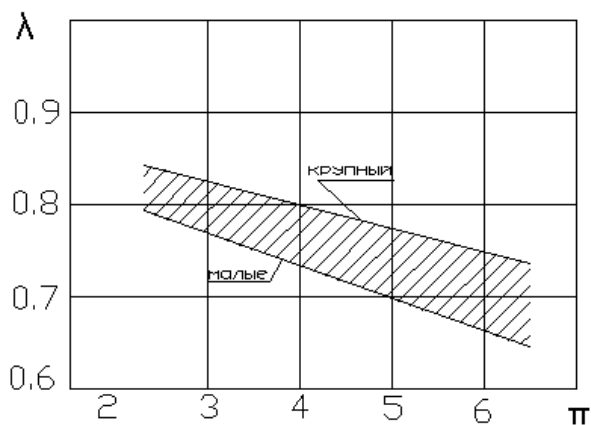


Рис.2.2.2. Залежність коефіцієнта подачі λ від відношення тиск π

Залежність коефіцієнта C від кількості пластин.

Таблица 2.2.1

z	2	3	4	5	6	8	10	12	>12
C	9,90	11,3	11,8	12,10	12,20	12,3	12,4	12,5	12,52

ТЕМА 3. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА

Під керівництвом викладача студенти визначають основні елементи гвинтового компресора, за допомогою вимірювальних приладів визначають основні розміри компресора: (**рис 1.3.3**)

Вимірювання:

Діаметр кіл виступів: $2R_1, [мм]$, $2R_2, [мм]$

Діаметр кіл западин: $2r_1, [мм]$, $2r_2 = [мм]$

Міжцентрова відстань: $a = r_1 + R_2, [мм]$

Довжина нарізної частини ротору: $L, [мм]$.

Кут закручування ротору:

$\varphi_{закр1} [град]$ $\varphi_{закр2} [град]$

Кутові розміри вікон всмоктування:

$\varphi_{вс1} = \varphi_{закр1}$; $\varphi_{вс2} = \varphi_{закр2}$

Кутові параметри вікон нагнітання:

$\varphi_{нагн1} = [град]$ $\varphi_{нагн2} = [град]$

Площа перетину зубу ведучого ротора: $f_1 = [м^2]$

Кількість зубів ведучого ротора: z_1

Кількість зубів веденого ротора: z_2

По заданих холодильному агенту і температурному режиму роботи студент формує схему машини, будує цикл холодильної машини з гвинтовим компресором, визначає параметри в вузлових точках циклу, питомі характеристики циклу (питому масову холодопродуктивність q_0 [кДж / кг], питому об'ємну холодопродуктивність q_v [кДж / м³], питому адіабатну роботу стиснення l_a [кДж / кг]).

За запропонованою нижче методикою визначають основні характеристики компресора:

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)$$

Радіуси ділильних кіл:

$$r_{d_1} = \frac{a \cdot z_1}{z_1 + z_2}, \quad [\text{м}] \quad r_{d_2} = \frac{a \cdot z_2}{z_1 + z_2}, \quad [\text{м}]$$

Об'єм западини ведучого ротора:

$$V_{01} = [\pi \cdot (R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1] \cdot L, \quad [\text{м}^3]$$

Об'єм западини веденого ротору:

$$V_{02} = \frac{2}{3} V_{01}, \quad [\text{м}^3]$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot z_1 \cdot n_1, \quad [\text{м}^3 / \text{с}]$$

де: $V_{01} + V_{02}$ - об'єм парної порожнини всмоктування.

Холодопродуктивність:

$$Q_0 = V_0 \cdot \lambda \cdot q_v, \quad [\text{кВт}]$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \quad [\text{кг} / \text{с}]$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = M_a \cdot l_{ei}, \quad [\text{кВт}]$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{p_{\kappa}}{p_0}\right) \quad (\text{рис. 2.3.1, 2.3.2 в залежності від холодильного}$$

агенту)

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \quad [\text{кВт}]$$

Коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\partial} = \frac{Q_0}{N_e}$$

Довідкові данні для розрахунку

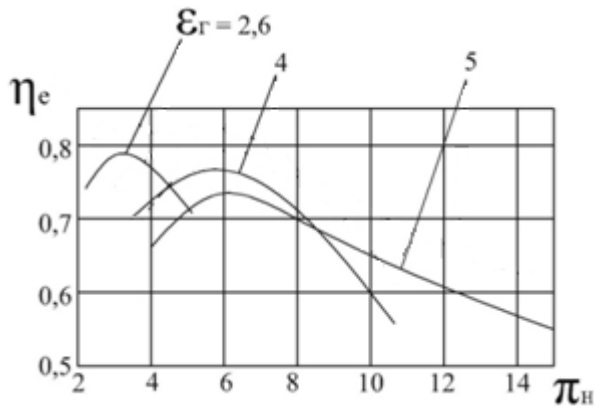


Рис.2.3.1 Залежність ефективного ККД η_e гвинтового компресора з HFC- и HCFC-робочими речовинами від зовнішнього ступеня стиснення π_n при різних ε_{Γ} .

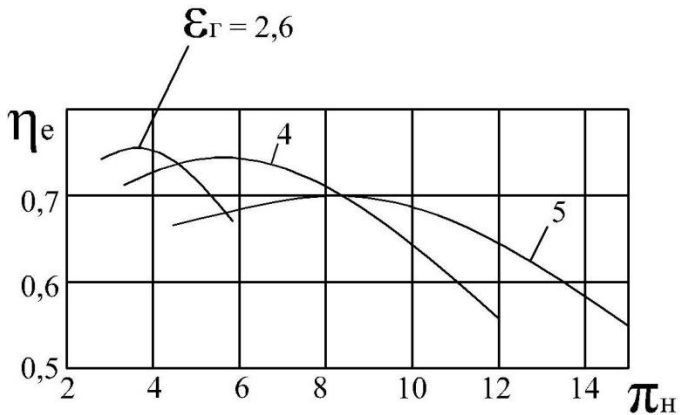


Рис.2.3.2 Залежність ефективного ККД η_e аміачних гвинтових компресорів від зовнішнього ступеня стиснення тиску π_n при різних ε_{Γ} .

ТЕМА 4. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА

У відповідності до індивідуальних даних (температурного режиму роботи компресора, холодопродуктивності, робочої речовини) студент виконує тепловий розрахунок гвинтового компресора. Зокрема визначаються:

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \quad [\text{кг} / \text{с}]$$

Зовнішній ступінь стиснення:

$$\pi_n = \frac{p_\kappa}{p_0}$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \pi_n$$

Дійсна об'ємна продуктивність гвинтового компресора:

$$V_o = v_{\text{вс}} \cdot M_a, \quad [\text{м}^3 / \text{с}]$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_T = \frac{V_o}{\lambda}, \quad [\text{м}^3 / \text{с}]$$

Основні конструктивні параметри:

Приймаємо кількість зубів у ведучого ротора $z_1 = 4$, веденого-

$$z_2 = 6$$

Необхідний об'єм парної порожнини –

$$W_n' = \frac{V_T}{z_1 \cdot n_1}, \quad [\text{м}^3]$$

де n_1 - частота обертання ведучого ротора, при цьому приймають

$$n_1 = 50 \text{ л/с.}$$

З величини W_n' підбирають з **таблиць 2.4.1, 2.4.2** варіант ротору із значенням W_n , що дорівнює або більше W_n'

Величину відносної довжини ротора K_e бажано обирати мінімальною. Виписують значення зовнішнього діаметру ротору D ,

площа западини f_{10} що веде и f_{20} ведучого ротору, дійсний об'єм парної полості W_n від відносної довжини ротора:

$$K_e = \frac{L}{D}, \text{ де } L - \text{довжина ротору.}$$

Перевіряють чи виконується співвідношення:

$$\frac{U_{1\min}}{\pi \cdot n_1} \leq D \leq \frac{U_{1\max}}{\pi \cdot n_1} \quad (*)$$

Величини $U_{1\min}$ та $U_{1\max}$ визначають так:
для HFC- и HCFC робочих речовин

$$U_{1\min} = 36,8 + 1,03 \cdot \pi_n, \quad [м/с]$$

$$U_{1\max} = 39,0 + 0,8 \cdot \pi_n, \quad [м/с]$$

для аміаку

$$U_{1\min} = 35,4 + 0,95 \cdot \pi_n, \quad [м/с]$$

$$U_{1\max} = 46,9 + 0,71 \cdot \pi_n, \quad [м/с]$$

Якщо співвідношення (*) виконується, переносна швидкість ведучого ротора наближена до оптимальної.

Дійсні значення V_a^* , M_a^* , Q_0^*

$$V^* = \lambda \cdot z \cdot n \cdot W_n, \quad [м^3/с]$$

$$M_a^* = \frac{V^*}{v_{sc}}, \quad [кг/с]$$

$$Q_0^* = q_0 \cdot M_a^*, \quad [кВт]$$

Геометричний ступінь стиснення компресора:

$$\varepsilon_\Gamma = 2,6 \quad \text{при} \quad \pi_n \leq 4$$

$$\varepsilon_\Gamma = 4 \quad \text{при} \quad 4 \leq \pi_n \leq 8$$

$$\varepsilon_\Gamma = 5 \quad \text{при} \quad \pi_n > 8$$

Ефективний ККД компресору :

для HFC- и HCFC робочих речовин

$$\varepsilon_\Gamma = 2,6 \quad \eta_e = 0,604 + 0,102 \cdot \pi_n - 0,0155 \cdot \pi_n^2$$

$$\varepsilon_\Gamma = 4 \quad \eta_e = 0,645 + 0,0378 \cdot \pi_n - 0,00417 \cdot \pi_n^2$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 5 \quad \eta_e = 0,692 + 0,0679 \cdot \pi_n - 0,00104 \cdot \pi_n^2$$

для аміаку

$$\varepsilon_{\Gamma} = 2,6 \quad \eta_e = 0,636 + 0,0712 \cdot \pi_n - 0,00111 \cdot \pi_n^2$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 4 \quad \eta_e = 0,654 + 0,0345 \cdot \pi_n - 0,00379 \cdot \pi_n^2$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 5 \quad \eta_e = 0,634 + 0,0181 \cdot \pi_n - 0,00150 \cdot \pi_n^2$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{M_a^* \cdot l_a}{\eta_e}, \quad [\text{кВт}]$$

Механічний ККД гвинтового компресора:

$$\eta_m = 0,985 - 0,0077 \cdot \pi_n$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_e \cdot \eta_m$$

Відносна витрата мастила, що надходить до компресора:
для HFC- и HCFC робочих речовин

$$q_m = 0,75 + 0,30 \cdot \pi_n \quad [\text{кг} / \text{кг}]$$

для аміака

$$q_m = 0,20 + 0,67 \cdot \pi_n \quad [\text{кг} / \text{кг}]$$

Масова витрата мастила

$$M' = M_a^* \cdot q_m, \quad [\text{кг} / \text{с}]$$

Міжцентрова відстань у компресорі:

$$A = 0,8 \cdot D, \quad [\text{м}]$$

Діаметри початкових кіл ведучого і веденого роторів

$$d_{1n} = \frac{2 \cdot A \cdot z_1}{z_1 + z_2}, \quad [\text{м}], \quad d_{2n} = \frac{2 \cdot A \cdot z_2}{z_1 + z_2}, \quad [\text{м}]$$

Довжина робочої частини роторів:

$$L = K_e \cdot D, \quad [\text{м}]$$

Діаметр кіл западин роторів:

$$d_{вн} = 0,6 \cdot D$$

Крок гвинтової лінії ведучого ротора :

при $K_e \leq 1,0$ $h_1 = 1,2 \cdot D, \quad [\text{м}]$

при $1 < K_e \leq 1,5$ $h_1 = 1,6 \cdot D, \quad [\text{м}]$

Крок гвинтової лінії веденого ротора

$$h_2 = h_1 \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad [м]$$

Кут закручування гвинтової лінії зубу

$$\text{ведучий ротор} \quad \varphi_{31} = \frac{360 \cdot L}{h_1}, \quad [град]$$

$$\text{ведений ротор} \quad \varphi_{32} = \varphi_{31} \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad [град]$$

Кутові розміри вікон всмоктування ведучого та веденого роторів.

$$\varphi_{61} \approx \varphi_{31}, \quad [град]$$

$$\varphi_{62} \approx \varphi_{32}, \quad [град]$$

Кутові розміри вікон нагнітання ведучого та веденого роторів

$$\varphi_{n1} \approx \frac{\varphi_{31}}{\beta}, \quad [град]$$

$$\varphi_{n2} \approx \frac{\varphi_{32}}{\beta}, \quad [град]$$

Довідкові данні для розрахунку

Характеристики типорозмірного ряду роторів
з симетричним профілем зубу.

Таблиця 2.4.1.

Параметр	Зовнішній діаметр роторів , мм											
	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
$f_{1II} \cdot 10^4, м^2$	1,73	2,74	4,42	6,90	10,78	17,67	27,61	43,14	68,49	110,45	173,00	274,00
$f_{2II} \cdot 10^4, м^2$	1,23	1,96	3,16	4,93	7,71	12,63	19,74	30,84	48,96	78,94	123,00	196,00
$W_{II} \cdot 10^6 м^3$ при $k_e = 1,0$	14,4	28	58	113	221	464	904	1770	3540	7240	14360	28300
$k_e = 1,35$	19,5	38	78,3	153	300	637	1224	2390	4770	9770	19950	36190
$k_e = 1,5$	21,3	42	87	166	332	680	1328	2593	5180	10620	20750	41510

Характеристики типорозмірного ряду роторів з асиметричним профілем зубу.

Таблиця 2.4.2

Параметр	Зовнішній діаметр роторів , мм									
	80	100	125	160	200	250	315	400	500	550
$f_{1П} \cdot 10^4, м^2$	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,37	275,57
$f_{2П} \cdot 10^4, м^2$	3,18	4,97	7,76	12,12	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
$W_{П} \cdot 10^6 м^3$ при $k_e = 0,9$ $k_e = 1,0$ $k_e = 1,35$	54,2	106	207	434	848	1656	3313	6784	13250	26505
	58,6	114,4	223	468	915	1787	3575	7320	14297	28600
	79,1	154	301,8	632,8	1236	2414	4829	9688	19312	38612

ТЕМА 5. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Під керівництвом викладача студенти визначають основні елементи відцентрового компресора, за допомогою вимірювальних приладів визначають основні конструктивні розміри колеса:

Вихідні дані для розрахунку:

Зовнішній діаметр колеса $D_2, [мм]$

Зовнішній діаметр вхідного пристрою $D_1'', [мм]$

Внутрішній діаметр вхідного пристрою $D_1', [мм]$

β_1 - кут профілю лопатки на вході в робоче колесо [град].

β_2 - кут профілю лопатки на виході з робочого колеса [град].

z - кількість лопаток.

b_2 - висота лопатки на виході з колеса [мм].

δ - товщина лопатки [мм].

Колесо - тип і матеріал.

За даними вимірів студент виконує ескіз робочого колеса (рис 2.5.1)

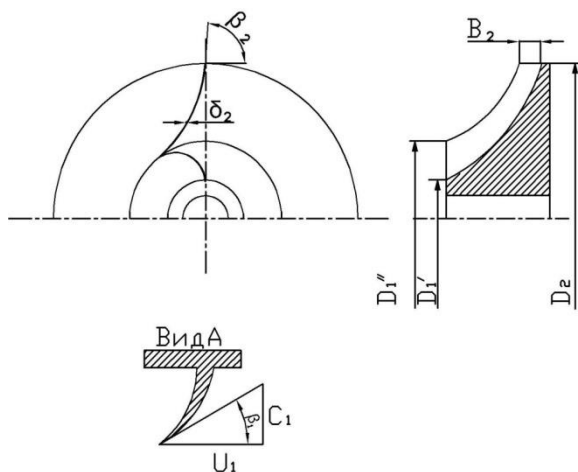


Рис.2.5.1. Ескіз робочого колеса

По заданому холодильному агенту і температурному режимі роботи, студент буде цикл холодильної машини для відцентрового компресора і визначає параметри в вузлових точках циклу.

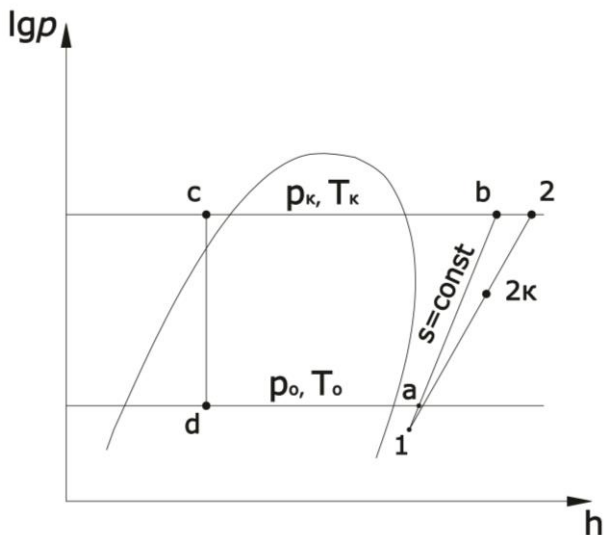


Рис.2.5.2 Термодинамічні процеси в відцентровому компресорі.
a-1 - падіння тиску у вхідному пристрої.
1-2к - зростання тиску в робочому колесі.
2к-2 - зростання тиску в дифузорі.

Параметри в вузлових точках циклу заносять до таблиці.

	a	b	c	d	1	2	2к
$p, \text{бар}$							
$t, ^\circ\text{C}$							
$h, \text{кДж/кг}$							
$v \text{ м}^3/\text{кг}$							

Залежно від типу і матеріалу коліс приймається значення переносної швидкості $U_2, [\text{м/с}]$

Частота обертання робочого колеса:

$$n = \frac{U_2}{\pi \cdot D_2}, [\text{об/с}]$$

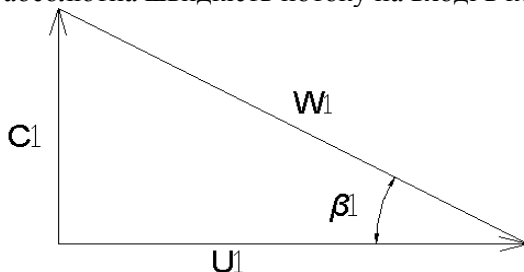
Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = R_1 \cdot \omega = D_1 \cdot \pi \cdot n, [\text{м/с}]$$

Внутрішній діаметр робочого колеса:

$$D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2}, [\text{мм}].$$

Далі проводиться побудова трикутника швидкостей і визначається абсолютна швидкість потоку на вході в колесо.



$$C_1 = U_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1, [\text{м/с}]$$

Колова швидкість потоку на вході в робоче колесо

$$W_1 = \frac{C_1}{\sin \beta_1}, [\text{м/с}]$$

Теоретична об'ємна продуктивність на вході в робоче колесо:

$$V_1 = C_1 \cdot F_1, [\text{м}^3/\text{с}]$$

де F_1 - площа живого перетину на вході в робоче колесо.

$$F_1 = ((D_1'')^2 - (D_1')^2) \frac{\pi}{4}, [\text{м}^2]$$

Параметри робочої речовини в точки **1** визначають за допомогою рівняння Першого закону термодинаміки для потоку

$$\text{робочої речовини у вхідному пристрої: } q + l = \left(\frac{C}{2} \right)^2 + \Delta h;$$

Кінетична енергія потоку у вхідному пристрої збільшується, потік прискорюється, тиск потоку зменшується від p_0 до p_1 , $\Delta h \leq 0$, (ентальпія зменшується). Відбувається процес $a-1$, тоді:

$$-\frac{C^2}{2} = \Delta h \Rightarrow h = h_a - h_1; - \left(\frac{C_a^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \right) = h_a - h_1$$

Зниження ентальпії потоку при збільшенні швидкості агента $C_a, [м/с]$ до C_1 (в залежності від агента приймають: для аміаку $C_a = 20 м/с$, для HFC- і HCFC- робочих речовин. $C_a = 0 м/с$.)

$$\text{Тоді: } h_1 = h_a + \frac{C_a^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}$$

Визначимо положення точки **1** і параметри занесемо до таблиці.

Масова витрата холодильного агента:

$$M_a = \frac{V_1}{v_a}, [кг/с]$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_a - h_d, [кДж/кг]$$

Холодопродуктивність:

$$Q_0 = M_a \cdot q_0, кВт$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_b - h_a, [кДж/кг]$$

Фактична питома робота стиснення:

$$l_d = \frac{l_a}{\eta_a}, [кДж/кг], \eta_a = 0.7$$

Дійсна потужність компресором.

$$N_\delta = M_a \cdot l_d, [кВт]$$

Параметри в точці **2**:

$$h_2 = h_1 + l_d, [кДж/кг]$$

Параметри точки **2к** визначають з рівняння для ступеня реактивності сходи: ρ - відношення різниці ентальпій на робочому колесі, до повної різниці ентальпії на всій сходіні.

$$\rho = (h_{2k} - h_1) / (h_2 - h_a) \quad h_{2k} = \rho \cdot (h_2 - h_a);$$

Для коліс насосного типу:

$$\rho = 0,7 \div 0,8$$

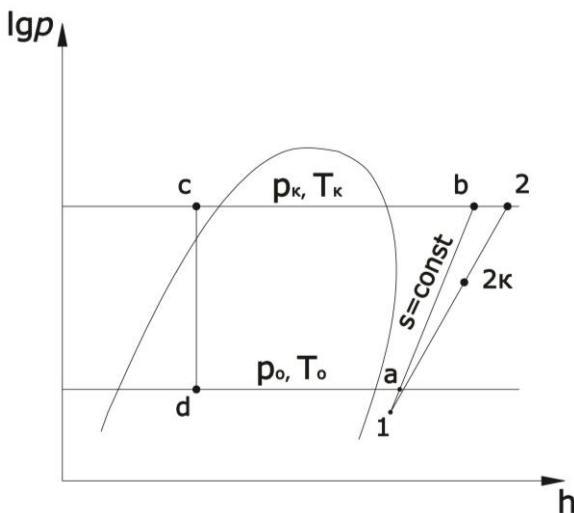
Для коліс радіального типу:

$$\rho = 0,5 \div 0,65$$

ТЕМА 6. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Студент отримує індивідуальне завдання: температурний режим роботи компресора, тип колеса, частоту обертання вала, адіабатний ККД компресора.

За вхідними даними студент будує цикл холодильної машини для відцентрового компресора і визначає параметри в вузлових точках циклу.



β_1 – кут профілю лопатки на вході в робоче колесо (в залежності від типу колеса) [град]

U_2 - обирається в залежності від холодильного агента і матеріалу колеса, $[м/с]$

Співвідношення діаметрів у відцентровому компресорі:

$$\frac{D_2}{D_1} = 2,$$

Діаметр робочого колеса на виході:

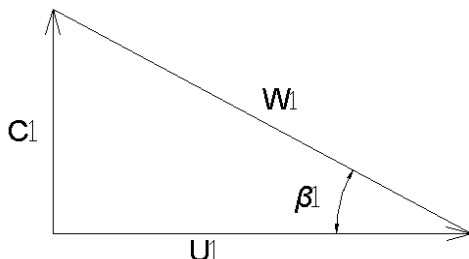
$$D_2 = \frac{U_2}{\pi \cdot n}, [\mathcal{M}]$$

Переносна швидкість на вході в робоче колесо.

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_2}{2} \cdot n, [м/с]$$

З побудованого трикутника швидкостей визначають абсолютну швидкість потоку на вході в робоче колесо.

$$C_1 = U_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1$$



Зменшення ентальпії потоку при збільшенні швидкості агента від $C_2 = 0$ до C_1 в випарнику (для аміаку $C_a = 20 м/с$, HFC-і HCFC робочих речовин $C_a = 0 м/с$).

Згідно з Першим законом термодинаміки:

$$q + l = h + \left(\frac{C^2}{2} \right) \text{ для процесу а-1.}$$

$q = 0; l = 0$; (тепло не підводиться, робота не відбувається), тоді:

$$-\frac{\Delta C^2}{2} = \Delta h, \quad \Delta h = h_a - h_1, \quad -\left(\frac{C_a^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \right) = -\frac{C_a^2}{2} + \frac{C_1^2}{2}$$

Для того щоб відповідь отримати в кДж/кг необхідно знаменник у слідуючій формілі домножити на 1000

$$\Delta h = -\frac{C_a^2}{2 \cdot 1000} + \frac{C_1^2}{2 \cdot 1000}, [кДж/кг]$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_b - h_1, [кЖд/кг]$$

Дійсна робота стиснення

$$l_d = \frac{l_a}{\eta_a} [кДж/кг] \quad \eta_a \text{ - задано за умовою.}$$

Робота Ейлера - це робота, яку виконують лопатки над 1 кг робочої речовини, який пройшов крізь робоче колесо.

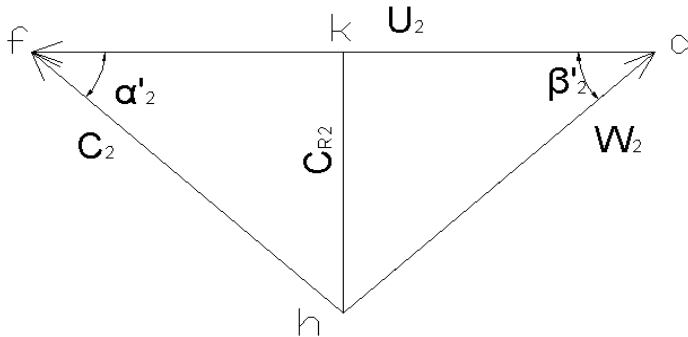
$$l_{\text{эй}} = \varphi_{u2} \cdot U_2^2,$$

де φ_{u2} - кут закручування на виході з колеса.

$$\varphi_{u2} = \frac{C_{u2}}{U_2} \text{ чи } \varphi_{u2} = 1 - \frac{C_{R2}}{U_2} \cdot \text{ctg} \beta'_2$$

де C_{u2} - проекція вектора абсолютної швидкості на переносну швидкість

C_{R2} - проекція вектора абсолютної швидкості на радіус-вектора.



З трикутника швидкостей отримуємо:

$$fk = C_{u2}, hk = C_{R2}, \varphi_{u2} = 1 - U_{R2} \cdot \text{ctg} \beta_2 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2$$

Наприклад, якщо колесо радіального типу

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$\text{Тоді: } \varphi_{u2} = 1 - \frac{C_{R2}}{U_2} \cdot \text{ctg} \beta_2 = 1, l_{\text{эй}} = \frac{U_2^2}{1000} [\text{кДж} / \text{кг}]$$

Кількість сходин відцентрового компресора:

$$n = \frac{l}{l_{\text{эй}}}$$

Отримане значення округлюють до найближчого більшого натурального числа. Далі необхідно заповнити таблицю параметрів у вузлових точках.

	a	b	c	d	1	2	2k
$p, \text{бар}$							
$t, ^\circ\text{C}$							
$h, \text{кДж/кг}$							
$v \text{ м}^3/\text{кг}$							

Параметри в точці 2

$$h_2 = h_1 + l_g$$

Точку (2к) визначимо з виразу для ступеня реактивності сходуни:

$$\rho = \frac{h_{2k} - h_1}{h_2 - h_a} -$$

Для коліс насосного типу:

$$\rho = 0,7 \div 0,8$$

Для коліс радіального типу:

$$\rho = 0,5 \div 0,65$$

ТЕМА 7. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ СПІРАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Студент отримує індивідуальне завдання в обсязі:

- холодопродуктивність, $Q_0, \text{кВт}$;
- температурний режим роботи машини $t_0, t_k, ^\circ\text{C}$
- робоча речовина R...

На підставі вихідних даних студент розробляє схему машини, будує цикл машини в діаграмі стану $lgr-h$, визначає параметри в вузлових точках циклу, виконує тепловий розрахунок компресора.

Для розрахунку використовуються значення коефіцієнта подачі λ і ефективного ККД η_e , наведені на **рис 2.7.1., 2.7.2.**

Результатом теплового розрахунку є величина теоретичної об'ємної продуктивності компресора

$$V_T = \frac{V_o}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Основні параметри спірального компресора.

Вибирають частоту обертання ротора (двигуна) n_c об / с, після чого визначають обсяг парних осередків за один оборот валу ротора,

$$\sum W_n = 10^6 \cdot V_T / n_c, \text{ см}^3.$$

Цю ж величину надають у вигляді:

$$\sum W_n = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot t \cdot e \cdot K_\theta$$

Обирають кут закручування спіралі θ_n по **таб. 2.7.1.**

$$K_\theta = \theta_n - 1 \text{ (для спіралі Архімеда)}$$

Обирають матеріал спіралі, товщину ребра спіралі .

Визначають загальну площу двох осередків всмоктування

$$\sum f_n = \frac{W_n}{a \cdot \delta}, \text{ см}^2$$

Крок спіралі t визначають

$$t = \delta + \sqrt{\delta^2 + \frac{\sum f_n}{\pi \cdot K_\theta}}$$

Розрахунки коригують, використовуючи основні рівняння спіральних механізмів. Для колових орбіт крок t пов'язаний з ексцентриситетом e і товщиною ребра спіралі δ такими залежностями:

$$t = 2 \cdot (e + \delta);$$

$$r_0 = \pi^{-1} \cdot (e + \delta);$$

де $r_0 = t / 2\pi$ - радіус основного кола.

На підставі розрахункових параметрів спіралі визначають нові значення

$$\sum W_n^* = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot t \cdot e \cdot K_\theta$$

$$V_T^* = \sum W_n \cdot n_c$$

Розрахунок вважається вірним при умові

$$\Delta = \frac{\sum W_n^* - \sum W_n}{\sum W_n} \leq 5\%$$

Довідкові данні для розрахунку

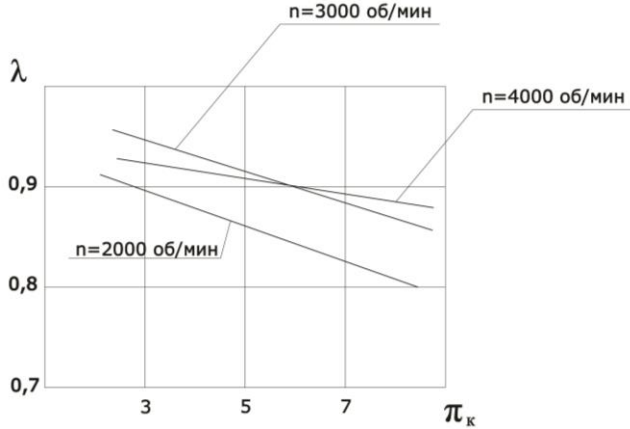


Рис 2.7.1. Коефіцієнт подачі спірального компресора залежно від ступеня стиснення і частоти обертання вала.

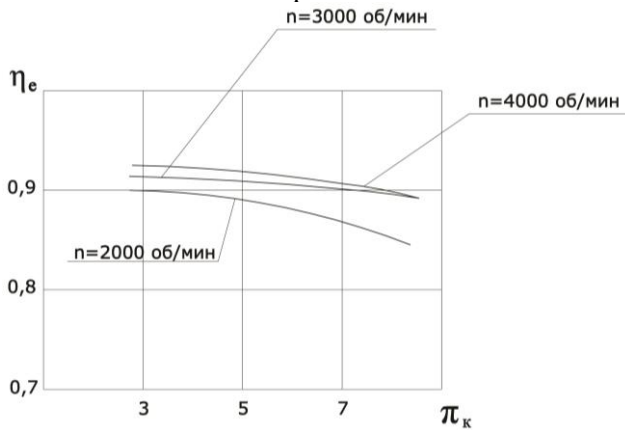


Рис 2.7.2. Ефективний ККД спірального компресора в залежності від ступеня стиснення та частоти обертання вала.

Орієнтувальне значення кута закручування спіралі

Таблиця 2.7.1.

Ступінь стиснення $\pi_k = p_k/p_0$	Кут закручування спіралі θ_n	
	Для HFC- и HCFC-типу	Для R717
До 4	(4.5 -5)· π	(5.5 -6)· π
4.5-6	(5.5 -6)· π	(6 -6.5)· π
7-9	(6 -6.5)· π	

При $\pi_k \geq 6$ рекомендують застосовувати цикл з дозарядкою або переходити до двоступінчастого стиснення.

Частота обертання вала: $n_c = 16 \dots 216 \text{ об/с}$.

Матеріал спіралі - сталь або пластмаса, великі компресори переважно сталеві.

Ексцентриситет - $e = 2 \dots 12 \text{ мм}$

Товщина ребра спіралі $\delta = 2.5 \dots 8 \text{ мм}$, (залежить від матеріалу спіралі і ступеня стиснення)

Співвідношення $a = h/\delta = 4..8$,

де h висота ребра спіралі.

Більші значення a - при великих W_n і сталевих спіралях, менші значення a -для пластмас або малих продуктивностей.