

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Розроблення вихрового компресора для  
системи газодинамічних ущільнень  
і дослідження впливу параметрів на його  
ефективність»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

Ф. Д. Семенов

Суми 2020

## ЗМІСТ

Вступ.....	С.4
1. Спеціальний розділ.....	С.15
1.1 Термогазодинамічні розрахунки вихрового компресора.....	С.15
1.1.1 Оптимальний режим роботи.....	С.15
1.2. Термогазодинамічні розрахунки вихрового компресора двох- ступінчастого компресора.....	С.24
1.2.1 Термогазодинамічні розрахунок 1-го ступеня.....	С.24
1.3 Термогазодинамічні розрахунки двухступінчастого вихрового компресора з однаковими діаметрами робочих коліс.....	С.32
1.3.1 Розрахунок оптимального режиму роботи для 2-го ступеня .....	С.32
1.4 Розрахунок для колеса 1-го ступеня з $D_2=0,25$ м .....	С.44
1.5 Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,255$ м .....	С.45
1.6 Термогазодинамічний розрахунок двухступінчастого вихрового компресора з однаковими діаметрами робочих коліс .....	С.50
1.6.1 Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,25$ м .....	С.50
1.7 Регулювання вихрових компресорів .....	С.55
1.7.1 Байпасування .....	С.56
1.7.2 Регулювання дроселюванням на лінії всмоктування .....	С.57
1.7.3 Зміна частоти обертання ротора компресора .....	С.59
2.Охорона праці .....	С.62
2.1. Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання .....	С.63

					КМ 07.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Семенов			Розроблення вихрового компресора для системи газодинамічних ущільнень і дослідження впливу параметрів на його ефективність	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Ванєєв					2	73
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, К.м-91		
Затв.		Ванєєв						

2.1.1 Ураження електричним струмом.....	C.64
2.1.2 Пожежонебезпека.....	C.65
2.1.3 Вибухонебезпека.....	C.67
2.1.4 Безпека при експлуатації.....	C.69
Висновки.....	C.72
Список літератури.....	C.73
Додаток А.....	C.74
Додаток Б.....	C.76
Додаток В.....	C.78
Додаток Г.....	C.80
Додаток Д.....	C.82

## ВСТУП

Випуск газоперекачувальних агрегатів з відцентровими компресорами (ЦК) є одним з основних напрямків діяльності підприємств компресоробудування. Агрегати призначені для роботи на лінійних компресорних станціях (ЛКС), дожимні компресорних станціях (ДКС), станціях підземного зберігання газу (СПЗГ), установках збору і транспортування нафтового газу.

Об'єднанням СМНВО «ім. М.В.Фрунзе» розроблено та створено понад 80-ти модифікацій ЦК на різні параметри з кінцевим тиском газу від 0,2 до 50 МПа. Діапазон потужності компресорних установок, для яких створені ЦК, становить від 400 до 25000 кВт.

У даній роботі використовується схема наддуву повітрям від спеціального вихрового компресора, який встановлюється безпосередньо біля відцентрового компресора.

Вихрові компресори порівняно нові машини. Початок їх дослідження і застосування відноситься до 1950-х років.

Вихрові компресори можуть застосовуватися при

- продуктивність за умовами всасування  $V < 100 \text{ м}^3 / \text{хв}$ ;
- щодо тиску в ступені  $\lambda_{ст} = P_k / P_n$  до 1,8.
- перепад тисків (напір)?  $P = P_k - P_n - 10-150 \text{ кПа}$ .

У США, ФРН, Японії та інших промислово розвинених країнах потреба в машинах з такими параметрами часто задовольняється за рахунок застосування вихрових компресорів

0950674913

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

## Області застосування вихрових компресорів

Вихрові компресори спочатку використовувалися як допоміжні машини для складних умов експлуатації, наприклад в якості збудників циркуляції у внутрішньореакторних контурах газового охолодження атомних реакторів. З плином часу вони стали знаходити застосування як автономні маловитратних кошти подачі і відсмоктування повітря і газів, забезпечення їх циркуляції, в тому числі як машини загального призначення. Вони використовуються в хімічній промисловості, текстильній (в системах вентиляції і відсмоктування відходів волокна на ткацьких, прядильних і в'язальних машинах), целюлозно-паперовій (для вентиляції ротаційних пресів, створення повітряної подушки на розрізних верстатах, транспортування паперу на автоматичних пресах в пристроях для сушіння, для видалення пилу), у виробництві пластмас (для транспортування грануляту і подачі повітря в

установках для зварювання пластмас), в сільському господарстві для різних пневмотранспортних, сортувальних і пакувальних пристроїв. Крім того, за кордоном розроблені вихрові компресори для атомної енергетики: для систем управління реакторами, установок сепарації ізотопів та регенерації ядерного палива і т. Д., А також для малих кріогенних установок.

Останнім часом вихрові компресори знаходять застосування в системах наддуву повітря в топки згоряння на ТЕЦ, для аерації стічних вод, для наддуву повітря в торцеві газодинамічні ущільнення і продувки магнітних підшипників відцентрових компресорів.

Розвиток сучасної високопродуктивної техніки і технології з переважанням в ній енергозберігаючого та екологічного напрямків відкриває перспективи застосування вихрових компресорів в теплонасосних і водоопреснітельних установках, системах отримання і використання альтернативних палив в теплових двигунах.

Вихрові компресори застосовуються для компрімування ввоздуха, азоту, гелію, водню, кисню, парів аміаку та інших робочих середовищ.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

## Основні переваги і недоліки вихревих компресорів

Вихрові компресори за принципом перетворення енергії відносяться до машин динамічного принципу дії. Володіючи всіма перевагами цих машин (відсутність складних кінематичних і пар, що труться, безмасляна «суха» проточна частина, порівняно невеликі маса і габарити, надійність і довговічність), вихрові компресори відрізняються простотою конструкції, технологічністю і дешевизною виготовлення, їх робота стійка у всьому діапазоні зміни режимних параметрів, відсутнє явище помпажа, властиве відцентровим компресорним машинам. Максимум ефективності вихрових турбомашин досягається при відносно малих частотах обертання і окружних швидкостях, що дозволяє виконувати вихрові компресори без мультиплікаторів, а вихрові турбіни - без редукторів. В результаті знижуються габарити, вага і вартість компресорної установки. Вихрові компресори порівняно маловитратних і здатні створювати відносно великі перепади тиску.

Вони застосовуються при умовному коефіцієнті витрати  $\Phi_0 < 0,02$  і іменують коефіцієнт адиабатного напору на номінальному режимі 2-5 і більше, в той час як для відцентрової ступені він менше 1. Таким чином, при інших рівних умовах для отримання того ж відносини тисків робоче колесо вихрового компресора повинно мати окружну швидкість в кілька разів меншу, ніж робоче колесо відцентрового компресора, а при однакових швидкостях на ободі колеса вихорову щабель може замінити кілька відцентрових. ліній, в яких вони працюють. Наприклад, якщо газ після компресора ще додатково підігрівається, то позитивний ефект з точки зору перетворення енергії в компресорі в цьому випадку може бути не тільки приріст механічної енергії потоку, але і приріст теплоти, в тому числі і за рахунок гідравлічних і термодинамічних втрат. У цьому випадку доцільно ввести поняття

										Лист
										6
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

коефіцієнта використання енергії, маючи на увазі під ним відношення енергії (потужності), переданою газу в одиницю часу в формі роботи і в формі теплоти до потужності, підведеної на вал компресора. В цьому випадку втратами енергії будуть тільки об'ємні втрати і теплота, відведена від потоку газу до корпусу компресора. Хоча для оцінки досконалості проточної частини компресора потрібно застосовувати загальноприйняті ККД (Адіабатний, політропний і ін.).

Одним з великих недоліків вихрових компресорів є їх невисокий ККД (30-55%), який у ряді випадків помітно нижче, ніж у

поршневих, відцентрових, осьових і ротаційних компресорів, на 15-30%. Це пов'язано з особливостями робочого процесу вихрових компресорів.

### **Дослідження, проектування та розробка вихрових компресорів**

Відомі дослідження вихрових компресорів Бондаренко Ю.О. [1], Осеп'ян Л.С. [2], Рекстіна Ф.С. [3, 4], Парафейніка В.П. [3, 4], Віршубського І. М. [5], Хмари В.Н. [6], Анохіна В.Д. [7], Бурлая В.В. [8], Радугина М.А. [9] та інших дослідників. Найбільш спільною працею, в якому наводиться аналіз теоретичних гіпотез робочого процесу вихрових компресорних машин, узагальнюються і аналізуються результати відомих експериментальних досліджень і дається методика розрахунку геометричних і режимних параметрів одноступінчатого вихрового компресора на основі регенеративної гіпотези, є література [10].

У ТОВ «ТРИЗ» і СумДУ були спроектовані, виготовлені і випробувані кілька вихрових повітродувних машин: серед них - повітродувка з периферійним робочим каналом для наддуву магнітних підшипників газоперекачувальних агрегатів (продуктивність - 2 м<sup>3</sup> / хв, тиск нагнітання - 100 мм вод. ст.); вакуум-насос з периферійно-боковим робочим каналом для вакуумного прибирання в цеху аеросилу на одному з підприємств хімічної промисловості (продуктивність - 15 м<sup>3</sup> / хв, тиск всмоктування - 85600 Па); повітродувка з периферійно-боковим робочим каналом, призначена для індивідуального наддуву повітря в котли спалювання вугільного пилу на теплових електростанціях ВВ 12 / 1-1,6 (продуктивність - 12 м<sup>3</sup> /

						КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			7







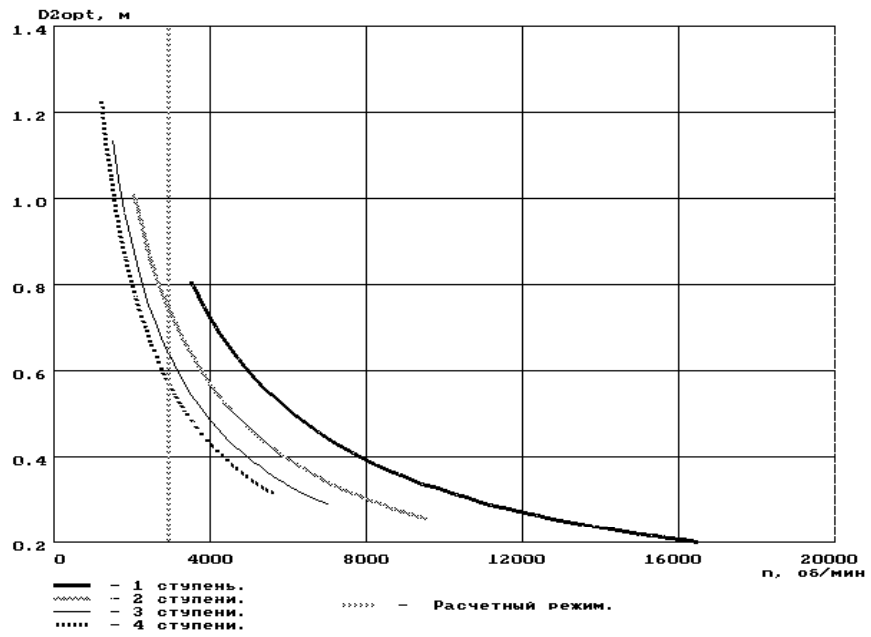


Рис. 2. Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

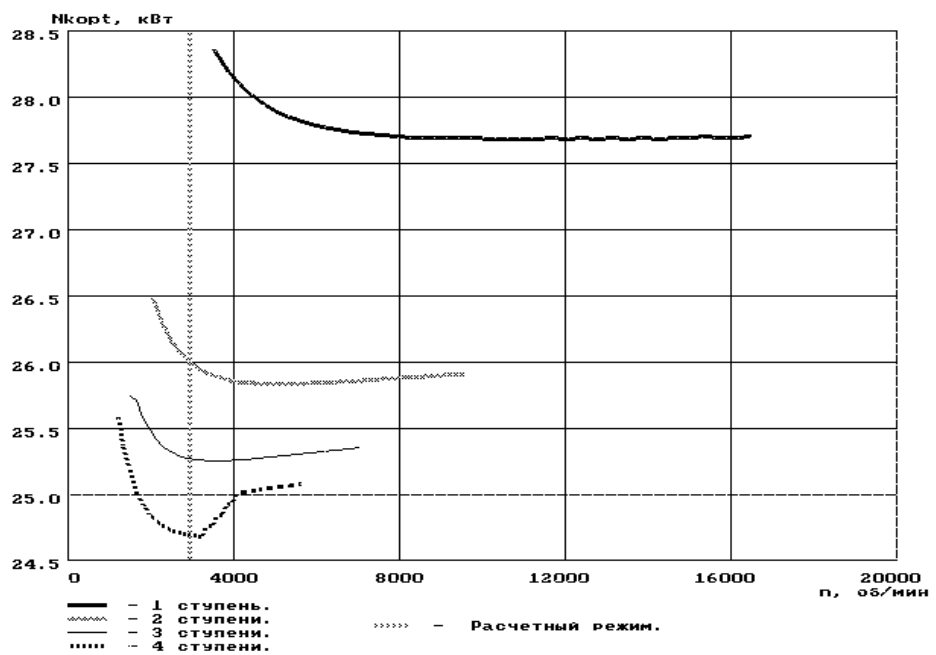


Рис. 3. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

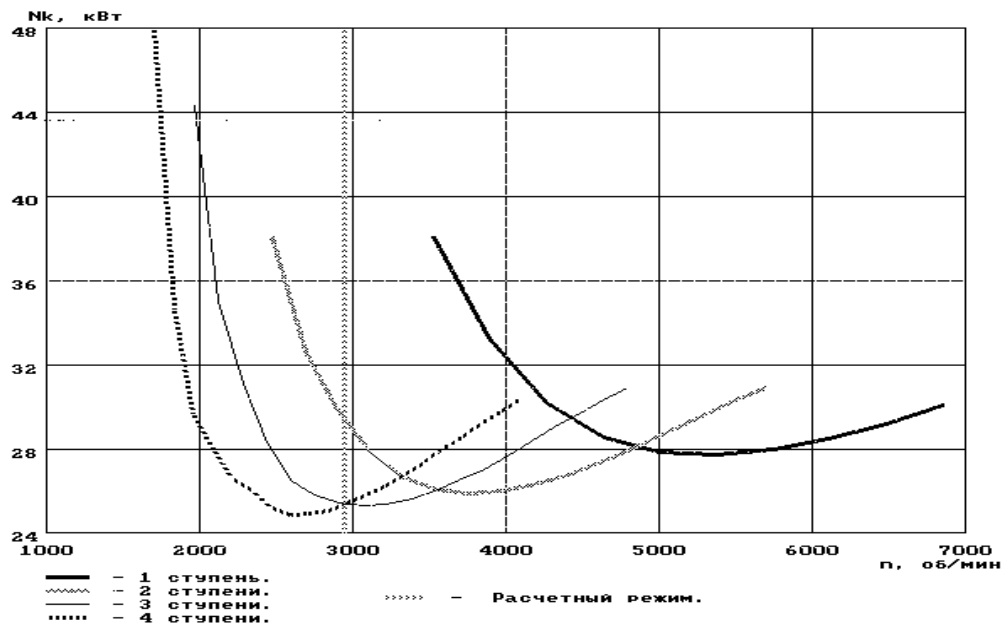


Рис. 4. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів при заданому зовнішньому діаметрі робочих коліс ( $D_2 = 0,6$  м)

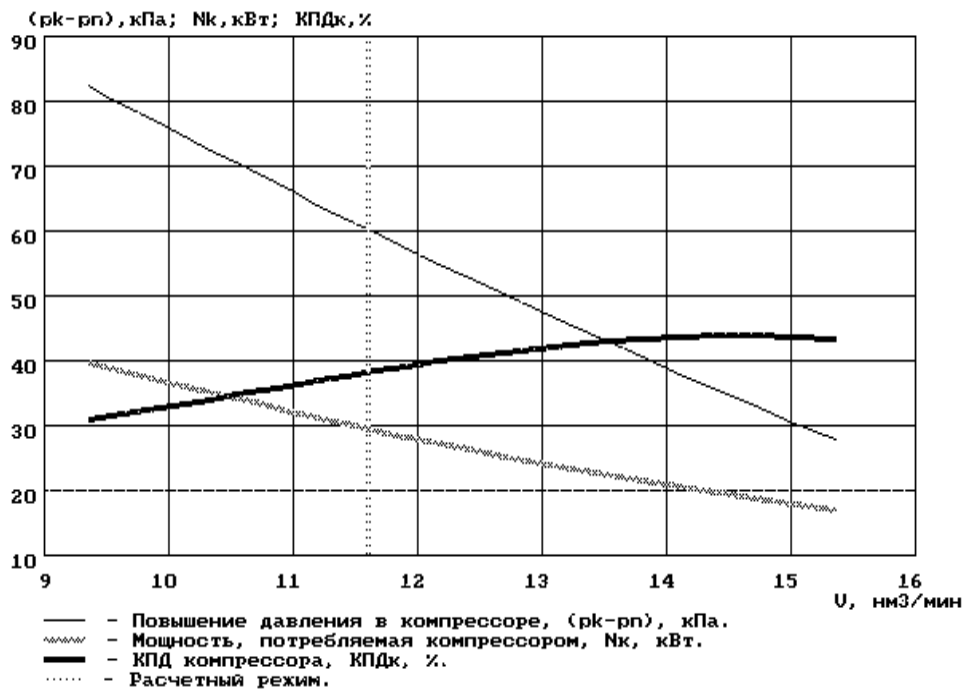


Рис. 5. Характеристики вихрового компресора  
( $p_{вс} = 101325$  Па,  $T_{вс} = 313$  К,  $p_{наг} = 161325$  Па)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

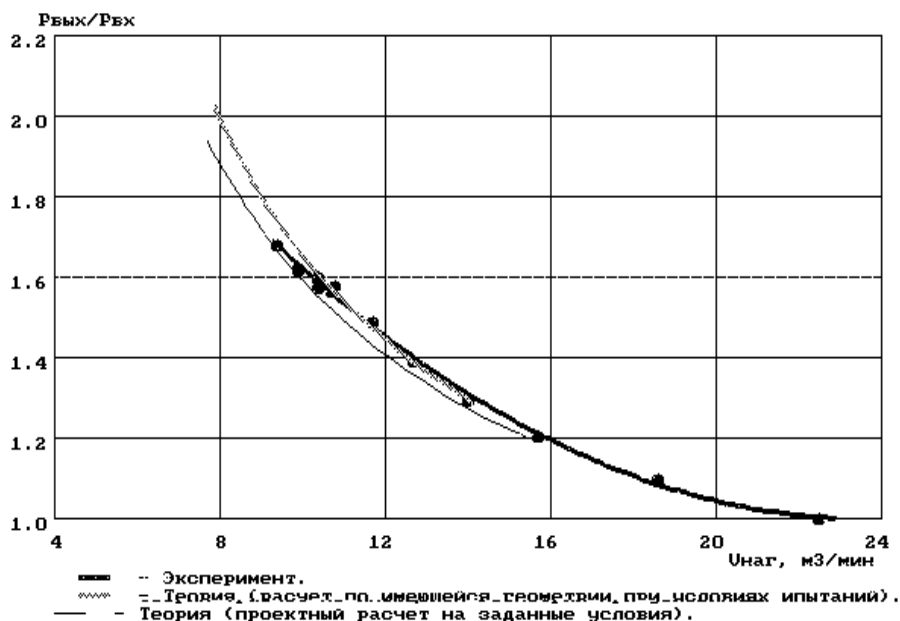


Рис. 6 Экспериментальна та розрахункові залежності відносини тиску-ний в вихровий повітродувки ВВ 12/1-1,6 від подачі ( $V_{наг.ном} = 10 \text{ м}^3/\text{хв}$ )

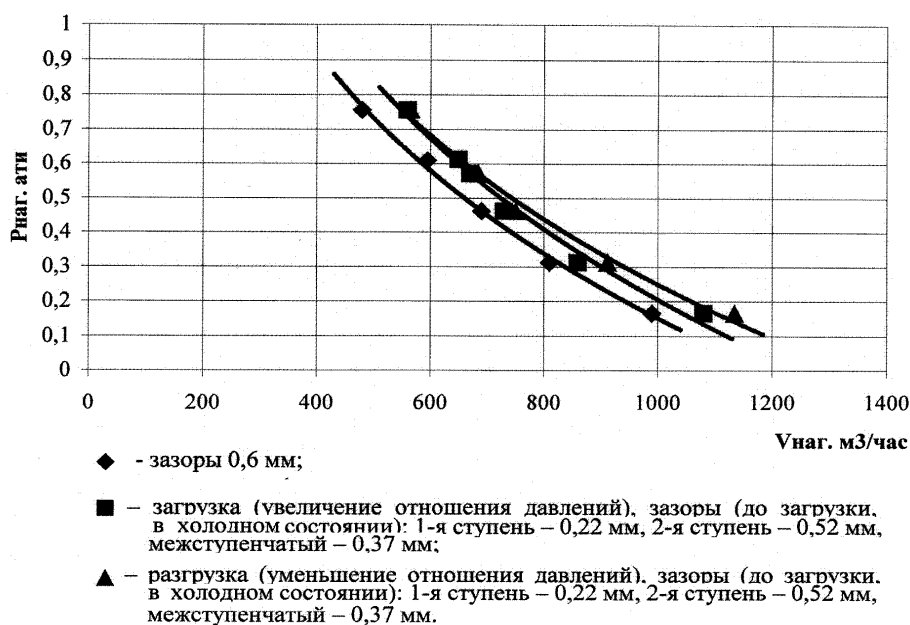


Рис. 7 Експериментальні залежності тиску нагнітання (надлишкового) від подачі в вихровий повітродувки ВВ 12 / 1-1,6 при різних торцевих зазорах

Уявлення про можливості роботи компресора ВВ 12 / 1-1,6 у вакуумному режимі дають залежності, представлені на рис. 8. На цьому малюнку показані розрахункові характеристики компресора при роботі в вакуумному режимі на парах метилового спирту.





# 1 СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора

### 1.1.1 Оптимальний режим роботи для однієї ступені

Мета термогазодинамічних розрахунку вихрового компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища - аміак; об'ємна продуктивність  $V_e = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ ; тиску всмоктування  $p_0 = 400 \text{ кПа}$ ; нагнітання  $p_k = 450 \text{ кПа}$ ; температура початкова  $T_0 = 288 \text{ К}$ ; частота обертання валу електродвигуна  $n = 3500 \text{ об / хв}$ .

1.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (1.1)$$

де до - показник адіабати  $\kappa = 1,31$ ;

R - газова постійна,  $R = 488,3 \text{ Дж / кг К}$ ;

Π - відношення тисків.  $\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{450000}{400000} = 1,125$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 288 \cdot \left[ (1,125)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 16805,5 \text{ Дж / кг}$$

1.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}} \quad (1.2)$$

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 3500}{60 \cdot 16805,6^{0,75}} = 0,0031$$

1.1.3 Комплекс:

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				КМ 07.00.00.00 ПЗ	

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{n_s} \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,0031} = 3,611$$

1.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 - 0.122 \quad (1.4)$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 3,611 - 0,122 = 3,254$$

1.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16805,6}{3,254}} = 71,866 \text{ м/с} \quad (1.5)$$

1.1.6 Наружний діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)} \quad (1.6)$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 71,87}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,392 \text{ м}$$

1.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним  $\bar{R}_1 = 1.0175$  :

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}} \quad (1.7)$$

1.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1^2} \quad (1.8)$$

$$\phi_1 = \frac{3,254^{1.5}}{3,611^2} = 0,45$$

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						



1.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (U_{21} \cdot \phi_1) \quad (1.9)$$

$$F'_k = 0,006 \cdot 1,0175 / (71,866 \cdot 0,45) = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.1.10 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s) \quad (1.10)$$

$$\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \sqrt{0,00019} / (3,14 \cdot 0,392 \cdot 0,0031) = 3,642$$

1.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 - 0,122 \quad (1.11)$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 3,64 - 0,122 = 3,283$$

1.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0,03 \quad (1.12)$$

$$\delta\psi = |(3,283 - 3,254) / 3,283| = 0,00896 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже

умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16805,6 / 3,283} = 71,543 \text{ м/с} \quad (1.13)$$

1.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n) \quad (1.14)$$

$$D_2 = 60 \cdot 71,543 / (3,14 \cdot 3500) = 0,391 \text{ м}$$

1.1.15 Критерій Маха:

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 71,54 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1667 \quad (1.15)$$

1.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1667 + 1,4 = 11,97 \quad (1.16)$$

1.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \phi^{0.5})_2^2 \quad (1.17)$$

$$\phi_2 = 3,283^{1.5} / 3,642^2 = 0,449$$

1.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} \quad (1.18)$$

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{71,543 \cdot 0,449} = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00019 = 8,56 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (1.19)$$

1.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00019} = 0,0195 \text{ м} \quad (1.20)$$

1.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0195 = 0,0078 \text{ м} \quad (1.21)$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0195 = 0,00975 \text{ м} \quad (1.22)$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0195 = 0,01365 \text{ м} \quad (1.23)$$

1.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0195 = 0,01268 \text{ м} \quad (1.24)$$

										Лист
										18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						



1.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (1.28)$$

$$D'_3 = 0,391 - 0,003 = 0,388 \text{ м}$$

1.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,391 + 0,003 = 0,394 \text{ м} \quad (1.29)$$

1.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 8,56 \cdot 10^{-5} / 0,0127 = 0,00891 \text{ м} \quad (1.30)$$

1.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу: (1.31)

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(8,56 \cdot 10^{-5} + 0,00019) / 0,0193 = 0,01945 \text{ м}$$

1.1.30 Шаг лопаток :

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta \quad (1.32)$$

где  $\delta$  – товщина лопатки, приймаємо  $\delta=0,003 \text{ м}$

$$t = (11,97 + 1) \cdot 0,003 = 0,0389$$

1.1.31 Кількість лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t} \quad (1.33)$$

$$z = \frac{3,14(0,391 - 0,0127)}{0,0389} = 30,5$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 30$  лопаток.

1.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0389 = 0,078 \text{ м} \quad (1.34)$$

1.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,078 / 0,391 = 0,3984 \text{ рад} \quad (1.35)$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		20

1.1.34 Адіабатний КПД :

$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)]$  вибираємо по таблиці з довідника.

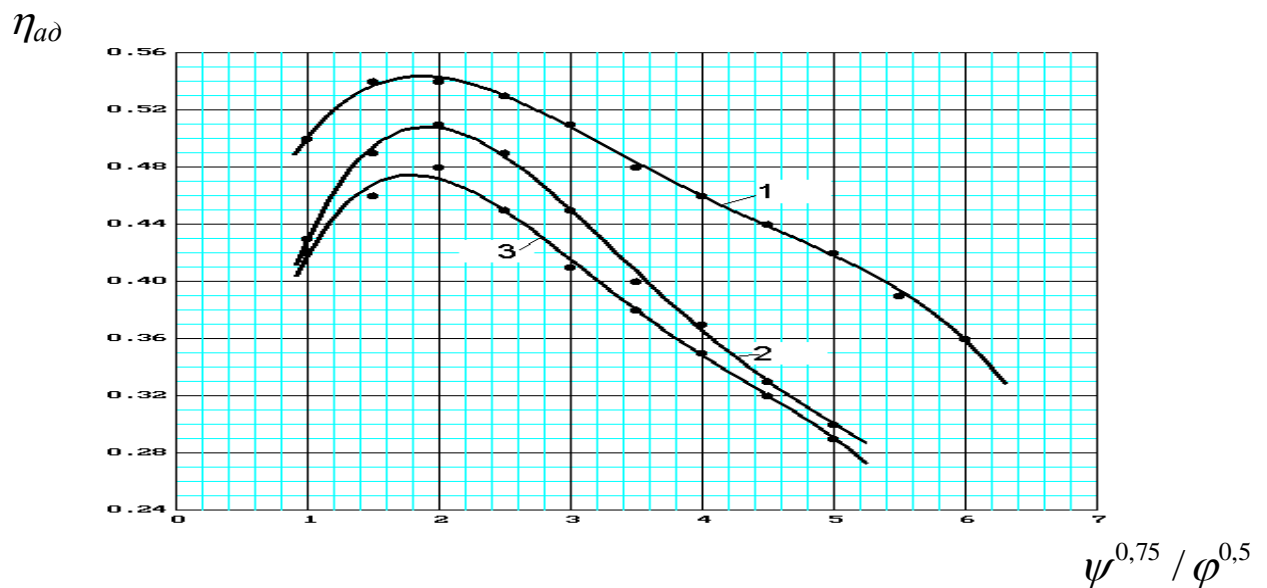
$Mu=0,1352$  ,  $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386$ , отже  $\eta_{ад} = 0,4$

При  $M_U \leq 0.23$  ККД, в залежності від  $M_U$  і газодинамічного комплексу  $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$ , можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками (див. рис. 1.2).

Отже маємо  $\eta_{ад} = 0,384$ .

Таблиця 1 – Залежностей адіабатного ККД від режимного комплексу  $\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}$  і колового числа Маха  $M_u$

$M_U$	$\eta_{ад}$ при $\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} = \text{var}$										
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
0,105	0,50	0,54	0,54	0,53	0,51	0,48	0,46	0,44	0,42	0,39	0,36
0,176	0,43	0,49	0,51	0,49	0,45	0,40	0,37	0,33	0,30	-	-
0,23	0,42	0,46	0,48	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,29	-	-



1 –  $M_U = 0,105$ ; 2 –  $M_U = 0,176$ ; 3 –  $M_U = 0,23$

Рисунок 1.2 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу  $\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}$  і колового числа Маха  $M_u$



$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (1.42)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м/с} \quad (1.43)$$

$$\text{Re} = \frac{71,54 \cdot 0,391}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 6,6 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{71,54}{10} \right)^3 \cdot 0,391^2 \cdot \left( \frac{2,916}{[6,6 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,638 \text{ кВт}$$

Геометричний комплекс для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 - виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 - двоканальним.

$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00019}}{\pi \cdot 0,391} = 0,01125.$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри (Додаток Г)

Так як отриманий геомтрчний комплекс  $K_g = 0,01125 < 0,02$  , то розглянемо можливість використання двоступеневої схеми вихрового компресора.

									Лист
									23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

## 1.2 Термогазодинамічний розрахунок двухступінчастого вихревого компресора

### 1.2.1. Оптимальний режим роботи для 1-го ступеня

Мета термогазодинамічних розрахунку вихревого компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища - аміак; об'ємна продуктивність  $V_e = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ ; тиску всмоктування  $p_0 = 400 \text{ кПа}$ ; нагнітання  $p_k = 450 \text{ кПа}$ ; температура початкова  $T_0 = 288 \text{ К}$ ; частота обертання валу електродвигуна  $n = 3500 \text{ об / хв}$ .

2.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

де до - показник адіабати  $\kappa = 1,31$ ;

R - газова постійна,  $R = 488,3 \text{ Дж / кг К}$ ;

$\Pi$  - відношення тисків 1-го ступеня.

$$\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{424264}{400000} = 1,061$$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 288 \cdot \left[ (1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8344,26 \text{ Дж / кг}$$

2.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 3500}{60 \cdot 8344,26^{0,75}} = 0,00518$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24



### 2.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,00518} = 2,7566$$

### 2.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 - 0.122$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,7566 - 0,122 = 2,45542$$

### 1.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,4554}} = 58,295 м / с$$

### 2.1.6 Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)}$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 58,295}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,318 м$$

### 2.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1.0175$ .

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}}$$

### 1.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1^2}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

$$\phi_1 = \frac{2,455^{1,5}}{2,7566^2} = 0,50634$$

1.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 0,006 \cdot 1,0175 / (58,295 \cdot 0,50634) = 0,000207 \text{ м}^2$$

1.1.10 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s)$$

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,000207} / (3,14 \cdot 0,3183 \cdot 0,005175) = 2,78$$

1.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 - 0,122$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,78 - 0,122 = 2,4779$$

1.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0,03$$

$$\delta\psi = |(2,4779 - 2,4554) / 2,4779| = 0,009062 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

2.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,4779} = 58,03 \text{ м/с}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

2.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n)$$

$$D_2 = 60 \cdot 58,03 / (3,14 \cdot 3500) = 0,3168 \text{ м}$$

1.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 58,03 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1352$$

2.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1352 + 1,4 = 9,972$$

1.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \phi^{0.5})_2^2$$

$$\phi_2 = 2,4779^{1.5} / 2,78^2 = 0,5045$$

2.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{58,03 \cdot 0,5045} = 0,000209 \text{ м}^2$$

2.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000209 = 9,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

2.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000209} = 0,02042 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,02042 = 0,00817 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,02042 = 0,01021 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,02042 = 0,0143 \text{ м}$$

2.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,02042 = 0,01327 \text{ м}$$

2.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,3168 - 2 \cdot 0,01327 + 0,0204 = 0,3107 \text{ м}$$

2.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,30168}{0,3107} = 1,01972 \text{ м}$$

2.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right|$$

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,01972 - 1,0175)}{1,01972} \right| = 0,00218 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор дорівнює 0,01, отже розрахунок триває далі.

2.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,317 - 0,003 = 0,314 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

2.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,3168 + 0,003 = 0,3198 \text{ м} \quad (2.29)$$

2.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 9,38 \cdot 10^{-5} / 0,01328 = 0,0093 \text{ м}$$

2.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(9,38 \cdot 10^{-5} + 0,0002085) / 0,02043 = 0,02036 \text{ м}$$

1.1.30 Шаг лопаток :

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta$$

где  $\delta$  – товщина лопатки, приймаємо  $\delta=0,003 \text{ м}$

$$t = (9,972 + 1) \cdot 0,003 = 0,0329$$

2.1.31 Кількість лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t}$$

$$z = \frac{3,14(0,3168 - 0,01328)}{0,0329} = 28,96$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 30$  лопаток.

2.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0329 = 0,0658 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0658 / 0,3168 = 0,4156 \text{ рад}$$

1.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[ Mu, \left( \left( \psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		29

$$Mu=0,1352, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386, \text{ отже } \eta_{ad} = 0,4$$

При  $M_U \leq 0.23$  ККД, в залежності від  $M_U$  і газодинамічного комплексу  $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$ , можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками

Отже маємо  $\eta_{ad} = 0,4$ .

### 2.1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 8344.26 \cdot 0,0171 = 142,33 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,006 \frac{400000}{488,3 \cdot 288} = 0,0171 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

### 1.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{142,33}{0,4} = 355,82 \text{ Вт}$$

### 2.1.37 Втрати на тертя дисків:

Залежно від величини умовного числа Рейнольдса потужність тертя визначається за формулою Шульц-Грунова:

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0.2}) \text{ при } Re > 6 \cdot 10^5$$

де  $\rho_{cp}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0)$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де  $P_k$  - кінцевий тиск,  $P_k = 0,0424$  МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[ \left( \frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{288 \left[ \left( \frac{424}{400} \right)^{1,31-1} - 1 \right]}{0,4} = 10,11 \text{ К}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		30

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 10,11 = 298,1 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 298,1} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(2,93 + 2,843) = 2,89 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{58,03 \cdot 0,3168}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,346 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{58,03}{10} \right)^3 \cdot 0,3168^2 \cdot \left( \frac{2,89}{[4,346 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,244 \text{ кВт}$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри  
(Додаток В)

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		31

## 1.3 Термогазодинамічний розрахунок двухступінчастого вихревого компресора

### 1.3.1. Оптимальний режим роботи для 2-го ступеня

Мета термогазодинамічних розрахунку вихревого компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища - аміак; об'ємна продуктивність  $V_e = 0,00552 \text{ м}^3/\text{с}$ ; тиску всмоктування  $p_0 = 424 \text{ кПа}$ ; нагнітання  $p_k = 450 \text{ кПа}$ ; температура початкова  $T_0 = 298,1 \text{ К}$ ; частота обертання валу електродвигуна  $n = 3500 \text{ об / хв}$ .

1.3.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

де  $\kappa$  - показник адіабати  $\kappa = 1,31$ ;

$R$  - газова постійна,  $R = 488,3 \text{ Дж / кг К}$ ;

$\Pi$  - відношення тисків.  $\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{450000}{424264} = 1,061$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 298,1 \cdot \left[ (1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8579,4 \text{ Дж / кг}$$

1.3.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,00552^{0,5} \cdot 3500}{60 \cdot 8579,4^{0,75}} = 0,00486 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		32



1.3.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,00486} = 2,836$$

1.3.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 - 0.122$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,836 - 0,122 = 2,53$$

1.3.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8579,4}{2,53}} = 58,23 \text{ м/с}$$

1.3.1.6 Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)}$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 58,23}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,318 \text{ м}$$

1.3.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним  $\bar{R}_1 = 1.0175$  :

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y,m}}$$

1.3.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1^2}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

$$\phi_1 = \frac{2,53^{1,5}}{2,836^2} = 0,5$$

1.3.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 0,00552 \cdot 1,0175 / (58,23 \cdot 0,5) = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.3.1.10 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s)$$

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,00019} / (3,14 \cdot 0,318 \cdot 0,00486) = 2,688$$

1.3.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 - 0,122$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,688 - 0,122 = 2,391$$

1.3.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0,03$$

$$\delta\psi = |(2,39 - 2,53) / 2,39| = 0,03 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.3.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8579,4 / 2,391} = 58,67 \text{ м/с}$$

1.3.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n)$$

$$D_2 = 60 \cdot 59,9 / (3,14 \cdot 3500) = 0,3203 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		34

1.3.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = 58.67 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 296,27} = 0,1333$$

1.3.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1333 + 1,4 = 9,8512$$

1.3.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 2,391^{1,5} / 2,688^2 = 0,512 \text{ (2 ступень)}$$

1.3.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{58,67 \cdot 0,512} = 0,000187 \text{ м}^2$$

1.3.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{,1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000187 = 8,418 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.3.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000187} = 0,0193 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0193 = 0,00774 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0193 = 0,00967 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0193 = 0,01354 \text{ м}$$

1.3.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0193 = 0,01257 \text{ м}$$

1.3.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,32 - 2 \cdot 0,01257 + 0,01934 = 0,311 \text{ м}$$

1.3.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,32}{0,311} = 1,03 \text{ м}$$

1.3.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right|$$

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,03 - 1,0175)}{1,03} \right| = 0,0012 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор дорівнює 0,01, отже розрахунок триває далі.

1.3.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,32 - 0,003 = 0,317 \text{ м}$$

1.3.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,3203 + 0,003 = 0,3233 \text{ м} \tag{2.29}$$

1.3.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 8,42 \cdot 10^{-5} / 0,01257 = 0,00884 \text{ м}$$

1.3.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$B_1 = 1,375(8,42 \cdot 10^{-5} + 0,000187) / 0,0193 = 0,0193 \text{ м}$$

1.3.1.30 Шаг лопаток :

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta$$

где  $\delta$  – товщина лопатки, приймаємо  $\delta=0,003 \text{ м}$

$$t = (9,85 + 1) \cdot 0,003 = 0,0326$$

1.3.1.31 Кількість лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t}$$

$$z = \frac{3,14(0,3203 - 0,01257)}{0,03255} = 29,684$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 30$  лопаток.

1.3.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,03255 = 0,0651 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,0651 / 0,3203 = 0,4065 \text{ рад}$$

1.3.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu=0,133, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,384$$

При  $M_U \leq 0.23$  ККД, в залежності від  $M_U$  і газодинамічного комплексу  $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$ , можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками

Отже маємо  $\eta_{ад} = 0,384$ .

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.35 Адиабатна потужність компресора:

$$N_{\text{кад}} = h_{\text{ад}} \cdot \bar{m} = 83579,4 \cdot 0,0171 = 146,34 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,0052 \frac{424264}{488,3 \cdot 288} = 0,0171 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.3.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{\text{кад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{146,34}{0,384} = 389,1 \text{ Вт}$$

1.3.1.37 Втрати на тертя дисків:

Залежно від величини умовного числа Рейнольдса потужність тертя визначається за формулою Шульц-Грунова:

$$N_{\text{тр}} = 0,089 \left( \frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{\text{ср}} / \text{Re}^{0,2}) \text{ при } \text{Re} > 6 \cdot 10^5$$

где  $\rho_{\text{ср}}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

$$\rho_{\text{ср}} = 0,5(\rho_{\text{к}} + \rho_0)$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}}$$

где  $P_{\text{к}}$  - кінцевий тиск,  $P_{\text{к}} = 0,045 \text{ МПа}$ .

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_{\text{н}} \left[ \left( \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{298,1 \left[ \left( \frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,384} = 10,1 \text{ К}$$

$$T_{\text{к}} = T_{\text{н}} + \Delta T = 298,1 + 10,1 = 308,2 \text{ К}$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 308,2} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{ср}} = 0,5(\rho_{\text{к}} + \rho_0) = 0,5(2,989 + 3,08) = 3,04 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		38

$$Re = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{58,67 \cdot 0,32}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,44 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{58,67}{10} \right)^3 \cdot 0,320^2 \cdot \left( \frac{3,04}{[4,346 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,262 \text{ кВт}$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри  
(Додаток В)

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		39

## 1.4 Розрахунок для колеса 1-го ступеня з $D_2=0,25$ м;

Розрахунок, вироблений вище, був необхідний для визначення геометричних розмірів компресора при оптимальному режимі роботи, для заданих вихідних даних.

З метою зменшення матеріальних витрат, зменшимо габарити компресора і зробимо аналогічний розрахунок для колеса з  $D_2=0,25$  м.

1.4.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо  $U_2$ :

$$U_2 = \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 45,792 \text{ м/с}$$

1.4.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8344,26}{45,792^2} = 3,979$$

1.4.3 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{3,979 + 0,122}{0,935} = 4,3865$$

1.4.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 3,9794^{1,5} / 4,3865^2 = 0,4126$$

1.4.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (1.4.15):

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 45,792 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1067$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



1.4.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1067 + 1,4 = 8,1622$$

1.4.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал.

Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{45,792 \cdot 0,41256} = 0,00032 \text{ м}^2$$

1.4.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{n1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00032 = 0,00015 \text{ м}^2$$

1.4.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00032} = 0,02542 \text{ м}$$

1.4.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,02542 = 0,010169 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,02542 = 0,01271 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,02542 = 0,01779 \text{ м}$$

1.4.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,02542 = 0,01602 \text{ м}$$

1.4.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{um} = 0,25 - 2 \cdot 0,01602 + 0,02542 = 0,2434 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		41

1.4.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,25}{0,24339} = 1,0272 м$$

1.4.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,02716 - 1,0175)}{1,02716} \right| = 0,0094 \leq 0,01$$

1.4.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28) :

$$D'_3 = 0,25 - 0,002 = 0,248 м$$

1.4.16 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,25 + 0,002 = 0,252 м$$

1.4.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00015 / 0,01602 = 0,02397 м$$

1.4.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00015 + 0,00032) / 0,02542 = 0,0507 м$$

1.4.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,16 + 1) \cdot 0,002 = 0,01832$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

1.4.20 Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,25 - 0,01602)}{0,0183} = 40,095 \rightarrow 40$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 40; 41$  лопаток.

1.4.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,01832 = 0,03665 \text{ м}$$

1.4.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,03665 / 0,25 = 0,2932 \text{ рад}$$

1.4.23 Адіабатний КПД :

$$\mu = 0,1067, \quad \eta_{ад} = 0,427;$$

1.4.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8344,26 \cdot 0,0171 = 142,328 \text{ Вт}$$

$$N_{кад} = 8344,4 \cdot 0,0171 = 142,32 \text{ Вт}$$

1.4.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,328}{0,427} = 333,321 \text{ Вт}$$

1.4.26 Втрати на тертя дисків

$$N_{тр} = 0,089 \left( \frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / \text{Re}^{0.2}) \text{ при } \text{Re} > 6 \cdot 10^5$$

$$\text{Re} = \frac{45,7917 \cdot 0,25}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,706 \cdot 10^6$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		43

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{45,7917}{10} \right)^3 \cdot 0,25^2 \cdot \left( \frac{2,915}{[2,706 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0805 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубку

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; F_{вс} = \frac{0,0171}{2,843 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.38):$$

де  $c_{вс}$  – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубку

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,02765 \text{ м} \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубку

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; F_{наг} = \frac{0,0171}{3,08 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.40):$$

де  $c_{наг}$  – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{наг}}{\pi}}; d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,0265 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 - виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 - двоканальним.

$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00032}}{\pi \cdot 0,25} = 0,0229.$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри  
(Додаток А)

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		44

## 1.5 Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,255$ м;

Розрахунок, вироблений вище, був необхідний для визначення геометричних розмірів компресора при оптимальному режимі роботи, для заданих вихідних даних.

З метою зменшення матеріальних витрат, зменшимо габарити компресора і зробимо аналогічний розрахунок для колеса з  $D_2=0,255$  м.

1.5.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо  $U_2$ :

$$U_2 = \frac{0,255 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 46,71 \text{ м/с}$$

1.5.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8579,4}{46,71^2} = 3,933$$

1.5.3 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{3,93263 + 0,122}{0,935} = 4,3365$$

1.5.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 3,93263^{1,5} / 4,43365^2 = 0,41471$$

1.5.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (1.4.15):

$$M_u = 46,7075 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1073$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

1.5.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1073 + 1,4 = 8,2023$$

1.5.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал.

Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{46,7075 \cdot 0,41471} = 0,00029 \text{ м}^2$$

1.5.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00029 = 0,00013 \text{ м}^2$$

1.5.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00029} = 0,0241 \text{ м}$$

1.5.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0241 = 0,01 \text{ м} ,$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0241 = 0,012 \text{ м} ,$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0241 = 0,01686 \text{ м} .$$

1.5.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,0241 = 0,01517 \text{ м}$$

1.5.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{ум} = 0,255 - 2 \cdot 0,01517 + 0,0241 = 0,249 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		46

1.5.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,255}{0,249} = 1,025 м$$

1.5.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,025 - 1,0175)}{1,025} \right| = 0,0075 \leq 0,01$$

1.5.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28)

$$D'_3 = 0,255 - 0,002 = 0,253 м$$

1.5.16 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,255 + 0,002 = 0,257 м$$

1.5.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00013 / 0,01517 = 0,0227 м$$

1.5.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00013 + 0,00029) / 0,0241 = 0,048 м$$

1.5.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,2023 + 1) \cdot 0,002 = 0,0184$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		47

1.5.20 Число лопаток по формулі (1.33):

$$z = \frac{3,14(0,255 - 0,01517)}{0,0184} = 40,917 \rightarrow 41$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 40$  лопаток.

1.5.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0184045 = 0,03681 м$$

1.5.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,03681 / 0,255 = 0,2887 рад$$

1.5.23 Адіабатний КПД :

$$\mu = 0,1073, \quad \eta_{ад} = 0,428$$

1.5.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = 8579,4 \cdot 0,0171 = 146,339 \text{ Вт}$$

1.5.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,339}{0,428} = 341,913 \text{ Вт}$$

1.5.26 Втрати на тертя дисків

$$N_{тр} = 0,089 \left( \frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0.2}) \text{ при } Re > 6 \cdot 10^5$$

$$Re = \frac{46,7075 \cdot 0,255}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,8157 \cdot 10^6$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{46,7075}{10} \right)^3 \cdot 0,255^2 \cdot \left( \frac{2,966}{[2,8157 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0882 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубку

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; F_{вс} = \frac{0,0171}{3,09 \cdot 10} = 0,00055 \text{ м}^2 \quad (1.38):$$

де  $c_{вс}$  – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубку

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00055}{3,14}} = 0,02652 \text{ м} \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубку

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; F_{наг} = \frac{0,0171}{2,987 \cdot 10} = 0,00057 \text{ м}^2 \quad (1.40):$$

де  $c_{наг}$  – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{наг}}{\pi}}; d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00057}{3,14}} = 0,02697 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 - виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 - двоканальним.

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00029}}{\pi \cdot 0,255} = 0,0213.$$

Для цього розрахунку – геометричний комплекс є задовільним, але для полегшення виробництва робочого колеса буде зроблено розрахунок, у котрому діаметри колес першої та другої ступені будуть дорівнювати  $D_2=0,25$  м.

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри (Додаток А)

						КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			49

## 1.6 Термогазодинамічний розрахунок двухступінчастого вихрового компресора з однаковими діаметрами робочих коліс

### 1.6.1 Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,25$ м;

Розрахунок, вироблений вище, був необхідний для визначення геометричних розмірів компресора при оптимальному режимі роботи, для заданих вихідних даних.

З метою зменшення матеріальних витрат, зменшимо габарити компресора і зробимо аналогічний розрахунок для колеса з  $D_2=0,25$  м.

1.6.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо  $U_2$ :

$$U_2 = \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 45,792 \text{ м/с}$$

1.6.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8579,4}{45,792^2} = 4,09$$

1.6.3 Комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{4,092 + 0,122}{0,935} = 4,51$$

1.6.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 4,09^{1,5} / 4,51^2 = 0,41$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.6.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (1.4.15):

$$Mu = 45,79 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 296,3} = 0,1052$$

1.6.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1052 + 1,4 = 8,07$$

1.6.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал.

Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{45,792 \cdot 0,4075} = 0,0003 \text{ м}^2$$

1.6.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0003 = 0,00014 \text{ м}^2$$

1.6.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0003} = 0,0245 \text{ м}$$

1.6.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0245 = 0,0098 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0245 = 0,0123 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0245 = 0,0172 \text{ м}$$

1.6.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,0245 = 0,0155 \text{ м}$$

1.6.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу

(формула 1.25):

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		51

$$D_{ум} = 0,25 - 2 \cdot 0,0155 + 0,0245 = 0,2436 м$$

1.6.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,25}{0,2436} = 1,0262 м$$

1.6.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0262 - 1,0175)}{1,0262} \right| = 0,00846 \leq 0,01$$

1.6.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28) :

$$D'_3 = 0,25 - 0,002 = 0,248 м$$

1.6.16 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,25 + 0,002 = 0,252 м$$

1.6.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00014 / 0,01546 = 0,02313 м$$

1.6.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00014 + 0,0003) / 0,02454 = 0,049 м$$

1.6.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,07 + 1) \cdot 0,002 = 0,01814$$

1.6.20 Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,25 - 0,01546)}{0,01814} = 40,6 \rightarrow 40$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		52

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 40;41$  лопаток.

1.6.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,01814 = 0,0363 м$$

1.6.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0363 / 0,25 = 0,29 рад$$

1.6.23 Адіабатний КПД:

$$\mu = 0,1052, \quad \eta_{ад} = 0,422$$

1.6.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8344,26 \cdot 0,0171 = 142,328 \text{ Вт}$$

1.6.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,34}{0,422} = 341,91 \text{ Вт}$$

1.6.26 Втрати на тертя дисків

$$N_{тр} = 0,089 \left( \frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{сп} / Re^{0,2}) \text{ при } Re > 6 \cdot 10^5$$

$$Re = \frac{45,792 \cdot 0,25}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,706 \cdot 10^6$$

$$N_{тр} = 0,089 \left( \frac{45,7917}{10} \right)^3 \cdot 0,25^2 \cdot \left( \frac{2,915}{[2,706 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0805 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубкa

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; \quad F_{вс} = \frac{0,0171}{2,843 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.38):$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

де  $c_{вс}$  – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубка

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,02765 \text{ м} \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубка

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; F_{наг} = \frac{0,0171}{2,987 \cdot 10} = 0,00057 \text{ м}^2 \quad (1.40):$$

де  $c_{наг}$  – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубка

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{наг}}{\pi}}; d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00057}{3,14}} = 0,02697 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 - виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 - двоканальним.

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0003}}{\pi \cdot 0,25} = 0,0221.$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри (Додаток Б)

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		54

## 1.7 Регулювання вихрових компресорів

Вихрові компресори, за винятком окремих випадків, на відміну від відцентрових і осьових машин не мають зони нестійкої роботи, тому їх продуктивність може змінюватися в широких межах і досягати нульового значення [10].

Регулювання здійснюється або шляхом штучної зміни характеристики мережі, або впливом безпосередньо на характеристики компресора. До першої групи належать дроселювання на лінії нагнітання і байпасування перепуск частини газу з нагнітального патрубку в усмоктувальний або скидання його в атмосферу, до другої дроселювання на лінії всмоктування, зміна частоти обертання ротора, а також не які способи, засновані на модернізації конструкцій вихрових компресорів. Различают следующие основные типы характеристик сетей.

1. Тиск газу в мережі змінюється, витрата повинен залишатися тим, хто поститься. Такі умови мають місце, наприклад, при роботі компресора на мережу з розвиненою системою фільтрів, що забруднюються в процесі експлуатації. В цьому випадку характеристика мережі має вигляд:

$$V = \text{const.} \quad (1.42)$$

2. Тиск залишається незмінним, витрата змінюється. Як при-мера можна привести систему індивідуального кондиціонування повітря.

Аналогічні умови мають місце при роботі компресора в системі пневмо-автоматіки. Характеристика мережі близька до горизонтальної прямої:

$$p = \text{const.} \quad (1.43)$$

3. Енергія, що передається компресором робочому середовищі, витрачається на подолання гідравлічного опору системи трубопроводів. Характеристика мережі являє собою ступеневу залежність

$$P = kV^a \quad (1.44)$$

де  $k$  - коефіцієнт, постійний для кожної мережі; при сталому режимі показник ступеня  $a \approx 2$ .

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

4. Мережа складається з декількох ділянок з характеристиками (1.43) і (1.44). В цьому випадку:

$$P=a+kV^a \quad (1.45)$$

де  $a$  - постійна величина, яка дорівнює сумі опорів всіх ділянок з характеристикою (1.45).

Розглянемо докладніше особливості застосування різних способів регулювання при роботі компресора на мережі, що мають перераховані характеристики.

### 1.7.1 Байпасування

При відборі частини стисненого газу з лінії нагнітання опір мережі зменшується. Робоча точка  $A$  відповідно до характеристики байпасного пристрою вміщається вправо за влучним висловом компресора і займає, наприклад положення 3 [10]. Кількість подається в мережу газу зменшується з  $m_A$  до  $m_C$ , а загальна витрата газу, що стискається в проточній частині компресора, збільшується до значення  $m_B$ . Через Байпасний пристрій перепускається частина робочого середовища  $\Delta m = m_B - m_C$ . Кінцевий тиск стиснення знижується до значення  $p_B$ .

На відміну від відцентрових і осьових у вихрових машин при збільшенні провідності споживана потужність знижується, що пояснюється характером кривих  $p=f_1(m)$ ,  $\eta=f_2(m)$ , а значить  $N=f_3(m)$ , і робить зазначений спосіб регулювання в багатьох випадках економічно доцільним. У порівнянні з іншими відомими способами регулювання байпасування дозволяє використовувати для приводу компресора двигун меншої потужності.

До недоліків байпасування слід віднести обмежений діапазон його використання (наприклад, якщо мережа має характеристику  $p=const$ , даний спосіб регулювання неприемлим). Крім того, при роботі на газі, скидання якого в атмосферу недоцільний (дорогі і токсичні газу), з метою зниження енергозатрат на лінії байпасування його необхідно охолоджувати.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



## 1.7.2 Регулювання дроселюванням на лінії всмоктування

Регулювання здійснюється зміною витратно-напірної характеристики компресора шляхом установки на лінії всмоктування додаткового аеродинамічного со-протівлення [10].

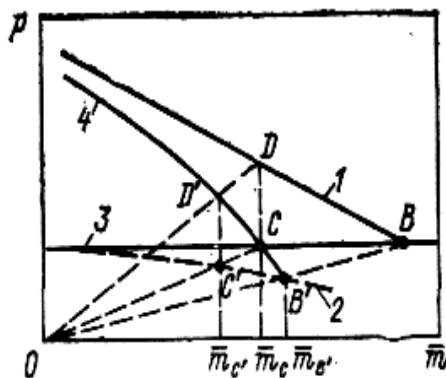


Рис 1.8 Регулювання дроселюванням на всмоктуванні

При незмінних фізичних властивостях і температурі всмоктування умова рівності напорів ідентично рівності відносин тиску в Ступені компресора. У дросельно пристрої температура газу практично НЕ змінюється, тому з відомімі припущенням можна записати

$$m_d/m = \rho_d/\rho = p_d/p \quad (1.46)$$

де індексом д позначені параметри газу при дроселюванні.

На рис.1.8 показано зміна витратно-напірних характеристик компресора при дроселюванні на всмоктуванні (1-вихідна характеристика, 2-лінія зниження тиску в дроселі, 3 - лінія нормального всмоктування). Точка В', соответствующая режиму, на якому натиск дорівнює нулю, лежить на прямій, що з'єднує на-ало координат О і точку В, що знаходиться на перетині лінії нормального всмоктування 3 з характеристикою компресора 1. Будь-яка інша точка С1 на лінії 2 лежатиме на прямій, що з'єднує початок координат з

відповідною точкою С на пніі нормального всмоктування, на якій об'ємна

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

витрата дорівнює витраті в точці при дроселюванні. На однакових режимах спостерігається однакове підвищення тиску, тому точка В', відповідна тиску нагнітання при витраті  $q$ , лежить на прямій, що з'єднує початок координат з точкою О на вихідній характеристиці компресора, відповідної такому ж об'ємному витраті, що і точка У.

Провівши аналогічні побудови для ряду точок, можна отримати нову характеристику компресора 4, що лежить нижче вихідної. Змінюючи ступінь дроселювання, можна отримати ряд нових аеродинамічних характеристик при незмінній частоті обертання ротора компресора. Дроселювання на лінії всмоктування призводить зменшення масової продуктивності компресора і до зниження кінцевого тиску, причому внаслідок зміни щільності газу за дроселюванням об'ємна виробник не змінюється, т. е.  $\varphi = \text{const}$

Якщо параметри газу перед дроселюванням незначно відрізняються від нормальних умов, то теплоємність і температура на всмоктуванні практично не змінюються, по тому відношення тисків і питома робота стиснення залишаються незмінними. Будь-яка інша точка С1 на лінії 2 лежатиме на прямій, що з'єднує початок координат з відповідною точкою С на півні нормального всмоктування, на якій об'ємна витрата дорівнює витраті в точці при дроселюванні.

На однакових режимах спостерігається однакове підвищення тиску, тому точка В', відповідна тиску нагнітання при витраті  $q$ , лежить на прямій, що з'єднує початок координат з точкою О на вихідній характеристиці компресора, відповідної такому ж об'ємному витраті, що і точка У. Провівши аналогічні побудови для ряду точок, можна отримати нову характеристику компресора 4, що лежить нижче вихідної. Змінюючи ступінь дроселювання, можна отримати ряд нових аеродинамічних характеристик при незмінній частоті обертання ротора компресора. Дроселювання на лінії всмоктування призводить зменшення масової продуктивності компресора і до зниження кінцевого тиску, причому внаслідок зміни щільності газу за дроселюванням об'ємна

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

виробник не змінюється, т. е.  $\varphi = \text{const}$  Якщо параметри газу перед дроселюванням незначно відрізняються від нормальних умов, то теплоємність і температура на всмоктуванні практично не змінюються, по-тому відношення тисків і питома робота стиснення залишаються незмінними.

### 1.7.3 Зміна частоти обертання ротора компресора

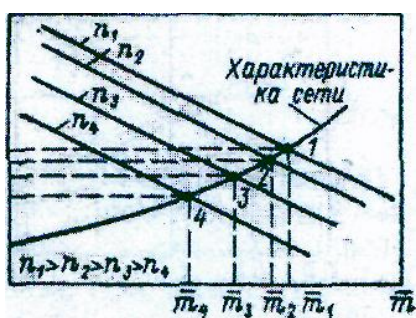


Рис. 1.9 Регулювання зміною частоти обертання ротора компресора  $n$

Якщо в якості приводу компресора використовується двигун з регульованою частотою обертання ротора, то зміна аеродинамічних характеристик може бути досягнуто підвищенням або зниженням частоти обертання робочого колеса.

При цьому відповідно змінюються ККД компресора і споживана їм потужність. Змінюючи в певних межах частоту обертання ротора, можна отримати ряд нових характеристик [10], кожна з яких лежить тим нижче, чим менше окружна швидкість робочого колеса. Для вихрових компресорів обмеження щодо підвищення напору з ростом  $n$  пов'язано з досягненням граничних швидкостей по числу  $M$ . В діапазоні отриманого поля характеристик можна змінювати витрата і натиск в будь-яких співвідношеннях незалежно від характеристики мережі.

У порівнянні з перерахованими вище методами регулювання вихрових компресорів зміною частоти обертання ротора економічно вигідніше, однак на практиці застосовується рідко, так як для приводу компресорів зазвичай використовують асинхронні двигуни з постійною частотою обертання ротора.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



Таким чином, та й інша конструкції передбачають зміну прохідного перетину робочого каналу на ділянці всмоктування, а регулювання відбувається аналогічно. Дроселювання на всмоктуванні і має ті ж недоліки.

Більш економічним є спосіб, заснований на перепуску (рециркуляції) частини робочого середовища з нагнітального патрубку в проточну частину компресора. Залежно від місця підведення і кількості рециркулюючого газу отримують ряд нових аеродинамічних характеристик, відмінних від вихідної. Як приклад можна привести характеристики, отримані в результаті експериментального дослідження ступені вихрового компресора з рециркуляцією (рис.1.10). Тут 1-характеристика при перепуску на ділянку нагнітання ( $M_u = 0,105$ ), 2-характеристика компресора без рециркуляції, 3-характеристика при перепуску на ділянку всмоктування (ступінь рециркуляції  $n = m_p/m$  змінюється в залежності від коефіцієнта витрати).

Найбільший вплив на характеристики компресора надає перепуск на ділянку всмоктування. Як показав аналіз експериментальних даних, зниження напору відбувається в основному за рахунок збільшення кутовий протяжності ділянки всмоктування і відповідного зменшення робочого ділянки  $\theta_p$ . На рис. 1.11 представлені залежності  $\theta_p$  від  $n$  при  $\varphi = 0,3$  (1 - перепуск на нагнітання, 2 - перепуск на ділянку всмоктування).

Економічність регулювання рециркуляцією в порівнянні з дроселюванням і байпасированим краще за рахунок утилізації енергії частини стисненого газу при розширенні його в сопловому апараті.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## 2 РОЗДІЛ «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці - звести до мінімальної ймовірності поразення або захворювання працюючого. Важливою метою будь-якого суспільства є перетворення праці в найпершу життєву потребу людини. Це можливо тільки в тому випадку, якщо праця людини протікає в сприятливих умовах сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці.

Поліпшення умов праці, підвищення його безпеки і нешкідливості має велике економічне значення. Воно впливає на економічні результати виробництва - на продуктивність праці, якість і собівартість продукції, що випускається. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримати травму або захворіти професійним захворюванням. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливостей.

Умови праці на робочих місцях виробничих приміщень або площадок складаються під впливом великого числа факторів, різних за своєю природою, формами прояву, характером дії на людину. Відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 "Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація" [12] небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються за своєю дією на наступні групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні.

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на такі: рухомі машини і механізми; рухомі частини виробничого обладнання; підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищений рівень вібрації; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря;

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори за характером дії поділяються на такі: фізичні перевантаження (Статичні,

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

динамічні); нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Відповідно до ГОСТ 12.4.011-89 «Система стандартів безпеки праці. Засоби захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація» [13] засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів поділяються на дві категорії: засоби колективного захисту та засоби індивідуального захисту.

## **2.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання**

У будь-якому проектованому обладнанні або технологічному процесі конструктором передбачається виникнення потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання. Також на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливостей, або, якщо вони виникнуть, запобігти їм.

Основними потенційними небезпеками при роботі проектованої системи наддуву сухих ущільнень від вихрового компресора можуть бути:

- ураження електричним струмом;
- вибухобезпечність
- пожежна безпека.

До потенційних вредностей відносять:

- шум при роботі вихрового, відцентрового компресора, а також приводів цих компресорів;
- вібрація.

Оскільки привід вихрової турбіни працює на порівняно низькому тиску робочого середовища, то це є перевагою з точки зору безпеки.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		63

## 2.1.1 Ураження електричним струмом

Захисні заходи, що застосовуються в електроустановках, підрозділяються на заходи, що забезпечують безпеку при нормальному режимі роботи електроустановок (застосування малих напруг, ізоляцією струмоведучих частин, виконанням електричних мереж ізольованими від землі, недоступністю струмоведучих частин) и забезпечують БЕЗПЕКУ при аварійному стані електроустановок (! застосування захисних заземлення або занулення корпусів обладнання, а також захисних Відключення и комплексу ЗАХОДІВ относительно забезпечення безпеки при переході вищої напруги на сторону нижчої).

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляція. Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляція.

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, Які могут опінітіся під напругою в результате пошкодження ізоляція.

Занулення належить виконувати електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із заземленою точкою джерела живлення електроенергією за допомогою нульового захисного провідника.

Захисного заземлення або занулення підлягають металеві частини електроустановок, доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		64



Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати: при номінальній напрузі 380 В і вище змінного струму і 440 В і вище постійного струму - у всіх випадках; при номінальній напрузі від 42 В до 380 В змінного струму і від 110 В до 440 В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по ГОСТ Р 12.1.019-2009 «Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту» [15].

### 2.1.2 Пожежонебезпека

Джерелами виникнення пожежі можуть бути: зупинка апарату і його пуск, джерела запалювання, пов'язані з електричною енергією; перевантаження мереж, яка тягне за собою сильний розігрів струмоведучих провідників і загоряння ізоляції

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки регламентовані ГОСТ Р 12.3.047-2012 ССБТ «Пожежна безпека технологічних процесів. Загальні вимоги.

Методи контролю » [14].

Пожежна безпека винна Забезпечувати: системою Запобігання пожежі; системою пожежного захисту. Предотвращеніе пожежі повинне досягатися: запобіганням утворення горючої середовища; запобіганням освіти в займистою середовищі джерел запалювання; підтриманням температури горючої середовища нижче максимально допустимої до горючості; підтриманням тиску в займистою середовищі нижче максимально допустимого по горючості; зменшенням визначального розміру займистою середовища нижче максимально допустимого по горючості.

Попередження утворення горючого середовища повинно забезпечуватися регламентацією: допустимої концентрації горючих газів, парів і (або) суспензій в повітрі; допустимої концентрації кисню або іншого окислювача в газі; горючості звертаються речовин, матеріалів, обладнання і конструкцій. Запобігання утворенню в займистою середовищі джерел запалювання має досягатися: застосуванням електрообладнання, відповідного класу пожежо-вибухонебезпечності приміщення або зовнішньої установки групи і категорії

					KM 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		65

вибухонебезпечної суміші; застосуванням технологічного процесу і обладнання, які відповідають вимогам електростатичної іскробезпеки;

регламентацією максимально допустимої температури нагрівання поверхні устаткування, застосуванням неіскристого інструменту при роботі з легко займистими речовинами; ліквідацією умов для теплового, хімічного самозаймання звертаються речовин, матеріалів.

Пожежний захист повинна забезпечуватися: максимально можливим застосуванням негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів замість пожежонебезпечних; обмеженням кількості горючих речовин і їх розміщення; ізоляцією горючого середовища; запобіганням поширенню пожежі за межі вогнища; застосуванням засобів пожежогасіння; застосуванням конструкцій об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості і горючістю; евакуацією людей; застосуванням засобів колективного та індивідуального захисту людей; системою протидимного захисту; застосуванням засобів пожежної сигналізації та засобів сповіщення про пожежу; організацією пожежної охорони об'єкта. Пожежний захист повинна забезпечуватися: максимально можливим застосуванням негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів замість пожежонебезпечних; обмеженням кількості горючих речовин і їх розміщення; ізоляцією горючого середовища; запобіганням поширенню пожежі за межі вогнища; застосуванням засобів пожежогасіння; застосуванням конструкцій об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості і горючістю; евакуацією людей; застосуванням засобів колективного та індивідуального захисту людей; системою протидимного захисту; застосуванням засобів пожежної сигналізації та засобів сповіщення про пожежу; організацією пожежної охорони об'єкта.

Обмеження кількості горючих речовин і їх розміщення має досягатися регламентацією: кількості (маси, об'єму) горючих речовин і матеріалів, що знаходяться одночасно в приміщенні, наявності аварійного зливу пожежонебезпечних рідин та аварійного стравлювання горючих газів з апаратури; протипожежних розривів і захисних зон; періодичності очищення

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		66

приміщень, комунікацій апаратури від горючих відходів, відкладень пилу, пуху і т. п.

Ізоляція горючого середовища повинна забезпечуватися одним або кількома з перелічених засобів: максимальної механізацією і автоматизацією технологічних процесів, пов'язаних з обігом пожежонебезпечних речовин; установкою пожежонебезпечного устаткування в ізольованих приміщеннях або на відкритих майданчиках; застосуванням для пожежонебезпечних речовин герметизованого і герметичного обладнання і тари; застосуванням пристроїв захисту виробничого обладнання з пожежонебезпечними речовинами від пошкоджень та аварій; застосуванням ізольованих відсіків, камер, кабін і т. п.

Запобігання розповсюдженню пожежі повинно забезпечуватися: пристроєм протипожежних перешкод (стіл, зон, поясів, за-захисних смуг, завіс і т. П.); пристроєм аварійного відключення і перемикання апаратів і комунікацій; застосуванням огнепреграждаючих пристроїв (вогнеперепинювачів, затворів, клапанів, заслінок і т. п.); застосуванням розривних запобіжних мембран на апаратурі і комунікаціях. Запобігання розповсюдженню пожежі повинно забезпечуватися: пристроєм протипожежних перешкод (стіл, зон, поясів, за-захисних смуг, завіс і т. П.); пристроєм аварійного відключення і перемикання апаратів і комунікацій; застосуванням огнепреграждаючих пристроїв (вогнеперепинювачів, затворів, клапанів, заслінок і т. п.); застосуванням розривних запобіжних мембран на апаратурі і комунікаціях.

Система протидимного захисту повинна забезпечувати незадимлену шляхів евакуації протягом часу, достатнього для евакуації людей.

### 2.1.3 Вибухобезпека

Основними параметрами, що характеризують вибухонебезпечність середовища, є: температура спалаху; область займання (температурні і концентраційні межі, межі вибуховості); температура самозаймання; нормальна

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		67

швидкість поширення полум'я; мінімальне вибухонебезпечне вміст кисню (окислювача); мінімальна енергія запалювання; схильність до вибуху і детонації; чутливість до механічного впливу (удару, тертя).

:

Вимоги до взривопреудження:

а) для попередження вибуху необхідно виключити: утворення вибухонебезпечного середовища; виникнення джерела ініціювання вибуху. Вибухонебезпечним середовищем є: суміші речовин (газів, парів і пилу) з повітрям і іншими окислювачами (кисень, озон, хлор, оксиди азоту та ін.), Здатні до вибуховій перетворенню; індивідуальні речовини, схильні до вибухового розкладання (ацетилен, озон, гідразин, аміачна селітра та ін.).

б) джерелом ініціювання вибуху є: палаючі або розжарені тіла; електричні розряди; теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів; іскри від удару і тертя; ударні хвилі;

в) запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища та забезпечення в повітрі виробничих приміщень, утримання вибухонебезпечних речовин, що не перевищує нижньої концентраційної межі займання з урахуванням коефіцієнта безпеки, повинно бути досягнуто: контролем складу повітряного середовища; застосуванням герметичного виробничого устаткування; застосуванням робочої та аварійної вентиляції; відведенням вибухонебезпечною середовища;

г) запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання необхідно забезпечити: застосуванням герметичного виробничого устаткування; підтриманням складу середовища поза області займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) і флегматизують добавок; вибором швидкісних режимів руху середовища;

д) Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; обмеженням нагріву обладнання до температури нижче температури самозаймання; застосуванням матеріалів,

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		68

які не створюють при зіткненні іскор, застосуванням вибухозахищеного електрообладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих джерел ініціювання вибуху.

Метан-основна складова частина природних газів - безбарвний газ, майже без запаху. Іноді відзначається слабкий запах цибулі або часнику. Горить слабо світиться полум'ям синюватого кольору. Температура кипіння при 1 атм- 164 ° С. Критична температура - 82,5 ° С. Критичний тиск - 45,8 ата. Вага 1 м при 0 ° С і 760 мм рт. ст.- 0,717. Теплотворна способность висшая - 9500, нижча - 8530 ккал/м. Обсяг повітря, необхідний для спалювання 1 метану, - 9,5 м. Межі вибуховості в повітрі нижній - 5,35%, верхній - 14,9%.

#### **2.1.4 Безпека при експлуатації трубопроводів**

Прокладка трубопроводів на території підприємства може бути підземним (в каналах і безканалній), наземним (на опорах) і надземним (на естакадах, колонах, стінах будівель і т.п.) При можливості цілями льно здійснювати наземне і надземне прокладання трубопроводів, оскільки тоді легко виконувати огляд і перевірку їх стану Крім того, термін використання таких трубопроводів в два-три рази більше, ніж в підземних.

Трубопроводи виготовляють з суцільнотягнутих труб зі зварними з'єднаннями. Для полегшення монтажу і ремонту на трубопроводі в зручних і доступних місцях встановлюють фланцеві з'єднання Трубопроводи прокладають з певним ухилом (1: 500) у напрямку руху газів, а в низько місцях становлюють сепаратори з спускними кранами для вилучення конденсату і вода.

З метою запобігання виникнення теплових напружень які можуть викликати розриви при охолодженні труб або вигини при їх нагріванні, на трубопроводах передбачаються компенсаційні елементи: компенсаційні і петлі, ліровидний труби, сальникові компенсатори і т ін. Найбільш поширеними є П-подібні

компенсаційні петлі, які дозволяють рівномірно розподілити теплові деформації по трубопроводу.

Для забезпечення безпеки на трубопроводі повинні бути встановлені справні та належним чином відрегульовані редуційні, зворотні, запірні та запобіжні клапани. Редуційні клапани (регулятори тиску) піти витримують в системі задані значення тиску незалежно від зміни витрати газу або рідини споживачами. Зворотні клапани пропускають газ або рідина по трубопроводу тільки в одному напрямку, тому запобігають обрат тному їх ходу в разі виникнення аварійних ситуацій (наприклад, спалах в трубопроводі горючого газу). Зворотні клапани при перевищенні допустимого тиску автоматично відкриваються, і частина газу або ре дині викидається в атмосферу або утилізаційний канал. Якщо по трубопроводу транспортуються отруйні, токсичні, вибухо-або пожежонебезпечні гази або рідини, то запобіжні клапани повинні бути закритого типу в (при відкриванні відбувається викид газу або рідини в закриту систему).

Трубопроводи періодично підлягають зовнішнім оглядам і гідравлічним випробувань при зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих опор і конструкцій Під час гідравлічних випробувань перевіряється герметичність і міцність трубопроводу Якщо при гідравлічного випробування тиск в трубопроводі не впав, а на зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається удовлетворітельнимТрубопроводи періодично підлягають зовнішнім оглядам і гідравлічним випробувань при зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих опор і конструкцій Під час гідравлічних випробувань перевіряється герметичність і міцність трубопроводу Якщо при гідравлічного випробування тиск в трубопроводі не впав, а на зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається  
удовлетворітельним.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## ВИСНОВКИ

1. Виконали термогазодинамічний розрахунок для оптимального режиму роботи, визначили оптимальний діаметр робочого колеса  $D2 = 318$  мм. Досліджували вплив зовнішніх діаметрів робочого колеса на параметри вихрового компресора. Виконали розрахунок для:  $T_n = 288$  К, 298,1 К, 308,2 К і  $D2 = 250, 255$  мм.

- т.я, геометричний комплекс дорівнює 0,0221, то можливо виконання двоканальної проточної частини, що дозволить розвантажити компресор від осьових сил;

- температуру на вході 288 К це гарантує роботу компресора при більш низьких температурах.

2. Для опису технології виробництва вибрали робоче колесо вихрового компресора. Колесо є напіввідкритого типу. Виконали розрахунок припусків диференційно-аналітичним методом. Вибрали маршрут обробки, обладнання та пристосування.

3. Розглянули потенціал небезпеки проектованого обладнання, дії в аварійних ситуаціях, виконали розрахунок шумоглушника для вихрового компресора, вибрали такий тип глушника, який знижує шум на високих частотах на 28-38 дБ, його довжина 0,78 м.

4. Виконали розрахунки для 5ти варіантів вихрового компресора, з них вибрали найбільш придатний варіант.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		72



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондаренко Ю.А. Исследование вихревых компрессорных машин с периферийно-боковым каналом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1969.
2. Осепьян Л.С. Исследование влияния геометрии меридионального сечения проточной части и входного угла лопаток рабочего колеса на эффективность ступени вихревого компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1977.
3. Парафейник В.П., Рекстин Ф.С., Бондаренко Ю.А. Исследование влияния торцевых зазоров в ступени вихревого компрессора на эффективность его работы. Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 8. С.7-8.
4. Парафейник В.П., Соколов С.Г., Бондаренко Ю.А., Рекстин Ф.С. Исследование влияния геометрии некоторых элементов проточной части на эффективность вихревого компрессора. Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения: Тр. 4-й Всесоюз. науч.-техн. конф. - Сумы, 1976. С.127-130.
5. Виршубский И.М. Исследование вихревых нагнетателей судовых систем с целью оптимизации основных геометрических параметров проточной части: Дис. канд. техн. наук: 05.08.05. - Николаев. 1979.
6. Хмара В.Н. Вихревые вакуум-компрессоры: Учебное пособие. - М.: Изд. МВТУ им Н.Э. Баумана, 1979.
7. Анохин В.Д. Исследование вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1975.
8. Бурлай В.В. Исследование влияния охлаждения на эффективность вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1980.
9. Хмара В.Н., Радугин М.А. Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийным каналом. Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С.20-21.
10. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.
11. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Парафейник В.П., Сергеев В.Н. Состояние развития и области применения вихревых компрессоров //Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII МНТК по компрессоростроению. – Сумы: изд-во СумГУ, 2004. Т. 1. С. 241-253.
12. ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори – М.: Видавництво стандартів, 1974 г.
13. ГОСТ 12.4.077 - 75 ССБТ. Засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів - М.: Видавництво стандартів, 1981 г.
14. ГОСТ 12.1.004 - 75 ССБТ. Пожежна безпека - М.: Видавництвостандартів, 1974 г.
15. ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення і занулення - М.: Видавництво стандартів, 1981 р.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		73