

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
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
на тему «Розроблення вихрового компресора»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Стеценко Сергій Сергійович
(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень без
коректного на них посилання*

Керівник роботи _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	4
1. Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора.....	15
1.1 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого одноканального вихрового компресора.....	15
1.2 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого одноканального вихрового компресора з зовнішнім діаметром $D = 500$ мм.....	24
1.3 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого двоканального вихрового компресора.....	30
1.4 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого двоканального вихрового компресора з зовнішнім діаметром $D = 400$ мм.....	37
1.5 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора.....	43
1.6 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого двоканального вихрового компресора з діаметрами коліс 360 і 370 мм.....	58
2. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	71
2.1. Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектуваного обладнання	72
2.1.1 Ураження електричним струмом.....	73
2.1.2 Пожежонебезпека.....	74
2.1.3 Вибухонебезпека.....	76
2.1.4 Безпека при експлуатації.....	78
Висновки.....	81
Список літератури.....	82

					КМ 04.00.00.00 ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розроблення вихрового компресора					
Розроб.		Стеценко						Літ.	Лист	Листів
Перев.		Ванєєв							2	82
Н. контр.		Ванєєв						СумДУ, К.М-11		
Затв.		Ванєєв								

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 всасивання $V < 100 \text{ м}^3 / \text{хв}$;
- щодо тиску в ступені $\pi_{ст} = P_k / P_n$ 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

					КМ 04.00.00.00 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.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

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 м³ / 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 м³ / 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 м³ /

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

7

хв (подача 10 м³ / хв), тиск нагнітання - 0,16 МПа) [11]. Остання повітродувки (рис. 1, фото 1) конструктивно виконана двоступеневої з двухвенечним робочим колесом (фото 2) і підведенням газу в другий щабель по зовнішньому обвідному каналу, для розвантаження підшипникових вузлів від радіальних зусиль вхідні і вихідні патрубки ступенів зміщені відносно один одного в окружному напрямку.

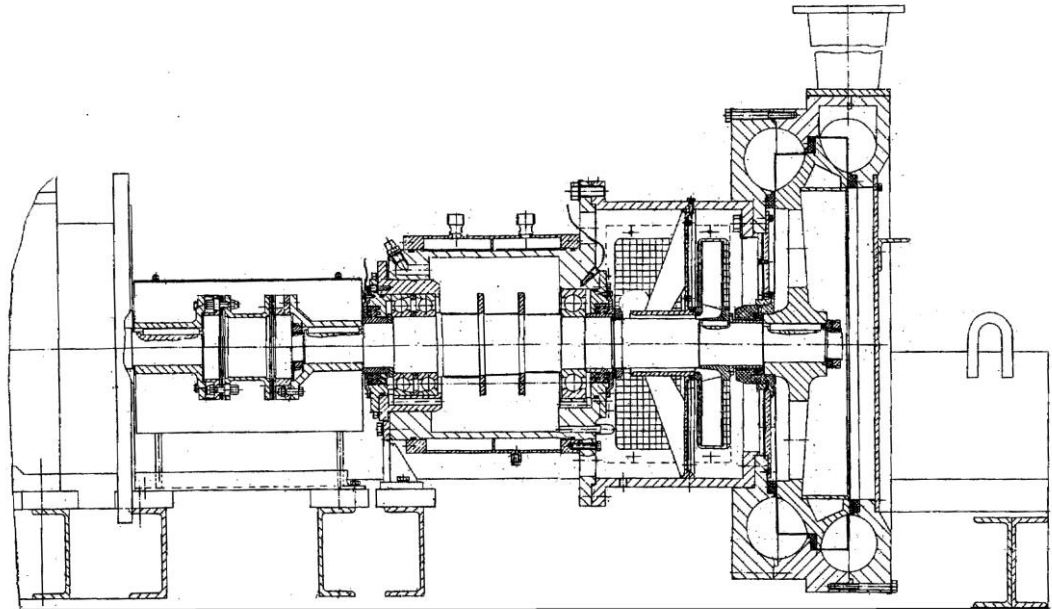


Рис. 1. Схема компресора вихрового ВВ 12/1-1,6.

Призначений для наддуву повітря в піч спалювання вугільного пилу на ТЕС.

Температура повітря на виході з компресора $t=170^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{абс}}=0,18$ МПа.

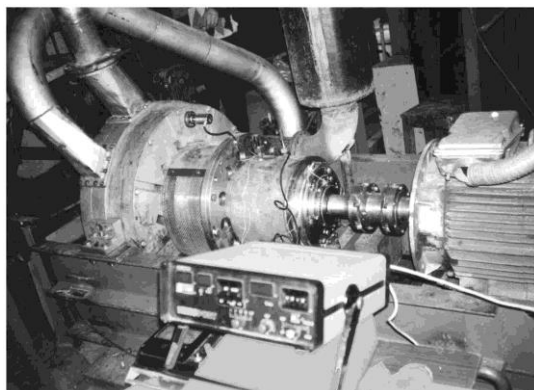


Фото 1. Компресор вихревой ВВ 12/1-1,6



Фото 2. Робоче колесо

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

В процесі проектування вихрових компресорних машин була уточнена і розширена методика попереднього розрахунку, викладена в літературі [10]; частково використана методика розрахунку (без ітераційних процесів за коефіцієнтами витрати та напору) геометричних і режимних параметрів одноступінчатого вихрового компресора, наведена в тій же літературі; розроблені методика розрахунку геометричних і режимних параметрів багатоступеневих машин, а також методика розрахунку характеристик як одноступінчатих, так і багатоступеневих вихрових компресорних машин при зміні з певним кроком ступеня зміни тиску в ступені. На алгоритмічній мові "Паскаль" в системі "Турбопаскаль" розроблений пакет прикладних програм, основними складовими частинами якого є попередній розрахунок (дозволяє визначити раціональну схему машини: вибрати число ступенів, оцінити зовнішні діаметри робочих коліс і споживану потужність (див. Рис. 2, 3, 4)); розрахунок геометричних і газодинамічних параметрів проточної частини (для оптимального режиму роботи і для режимів, відмінних від

оптимального, але кращих за габаритними показниками); розрахунок різних характеристик машини як для проектованого варіанта, так і по заданій геометрії проточної частини при зміні умов експлуатації або для інших вихідних даних. На рис. 5 для прикладу показані залежності напору (різниці тисків на вході і виході) споживаної потужності, і адиабатного ККД від продуктивності для вихровий двоступеневої повітродувки.

Результати випробувань показали дуже високу точність розрахунків: розрахункові і експериментальні характеристики практично збіглися. На рис. 6 показані багаторазово перевірена експериментальна залежність, розрахункова проектна залежність і залежність, розрахована за відомою геометрії за умов випробувань, які відрізнялися від проектних.

Відомо, що вихрові турбомашини чутливі до зазорам. На рис. 7 показані залежності тиску нагнітання від подачі компресора при різних торцевих зазорах.

					KM 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

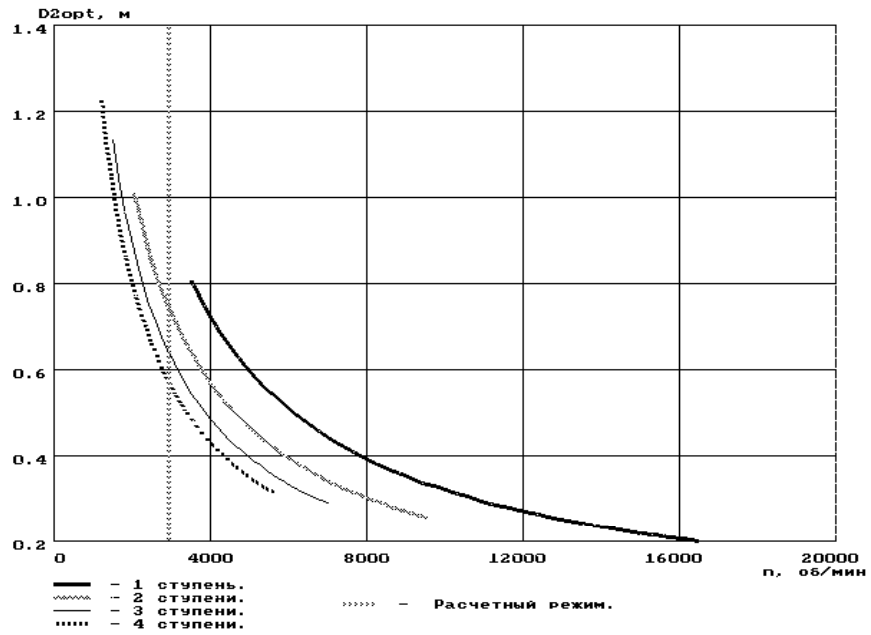


Рис. 2. Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

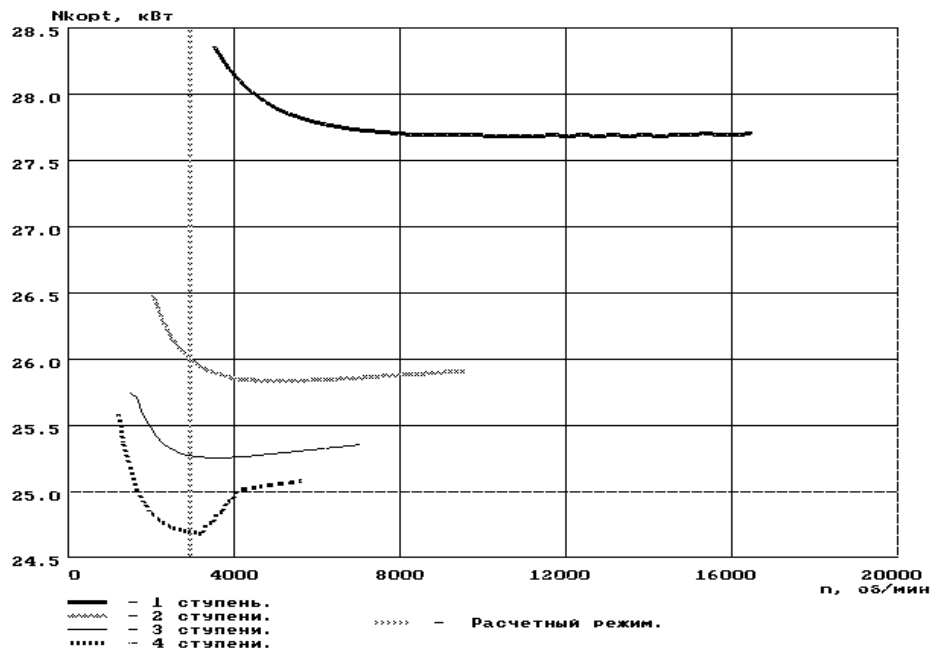


Рис. 3. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

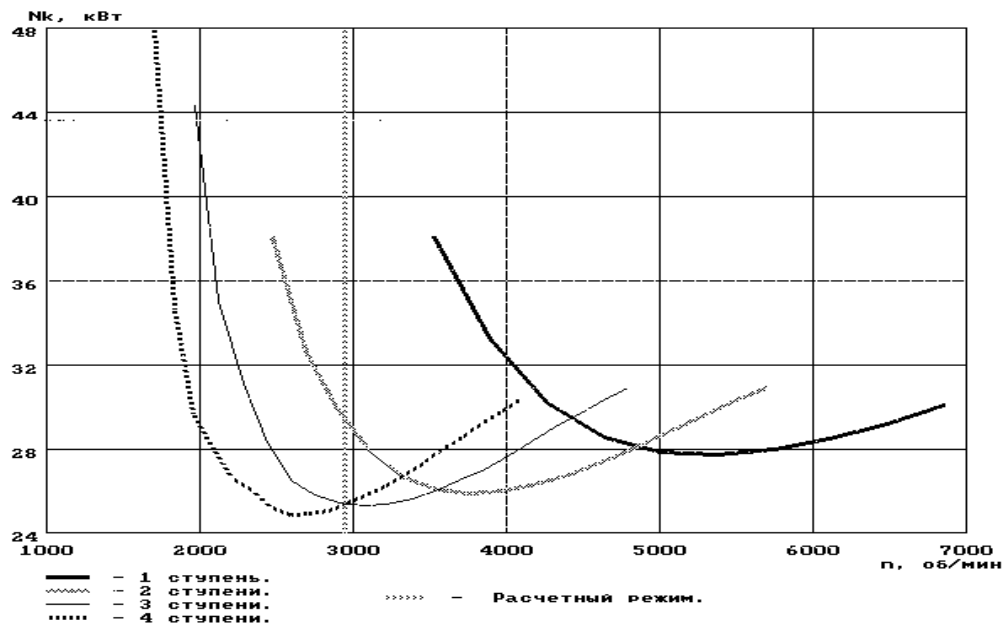


Рис. 4. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів при заданому зовнішньому діаметрі робочих коліс ($D_2 = 0,6 \text{ м}$)

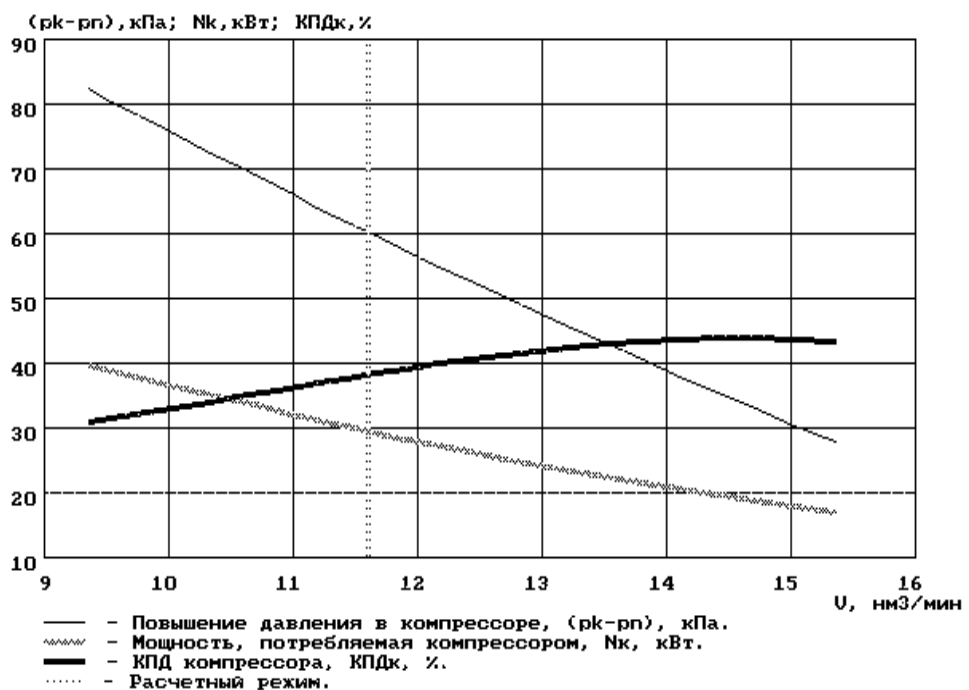


Рис. 5. Характеристики вихрового компресора
 ($p_{вс} = 101325 \text{ Па}$, $T_{вс} = 313 \text{ К}$, $p_{наг} = 161325 \text{ Па}$)

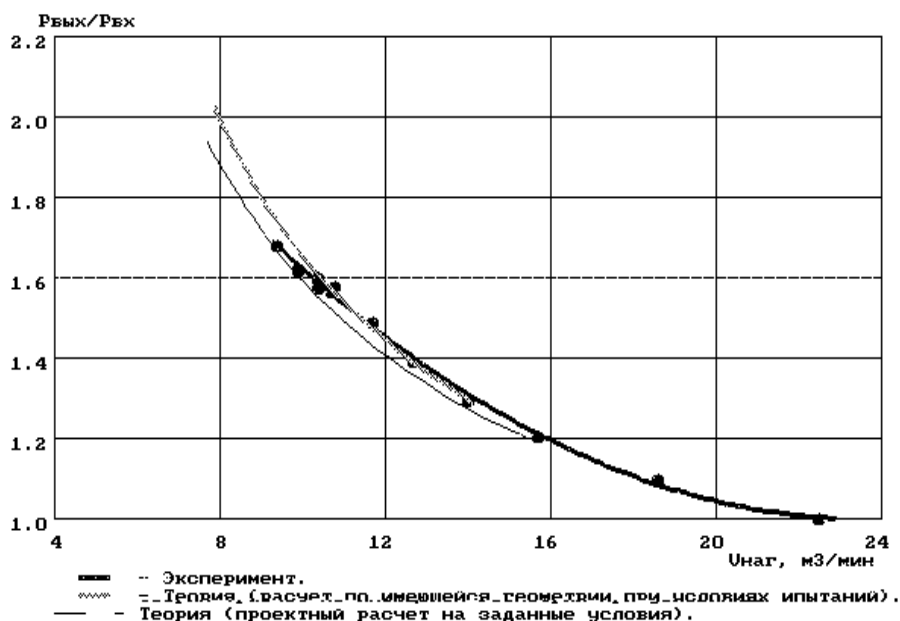


Рис. 6 Экспериментальна та розрахункові залежності відносини тиску-ний в вихровий повітродувки ВВ 12/1-1,6 від подачі ($V_{наг.ном} = 10 \text{ м}^3/\text{хв}$)

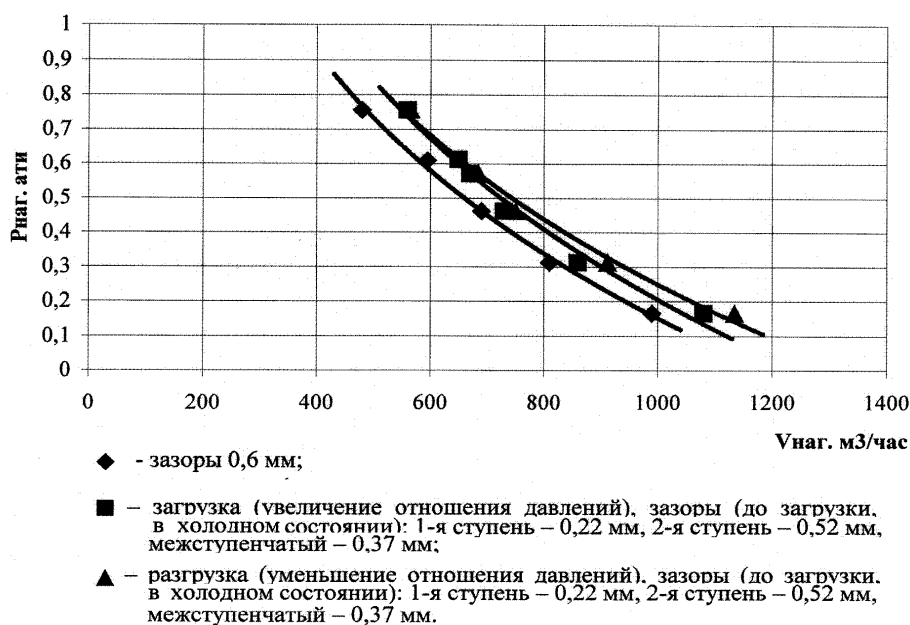
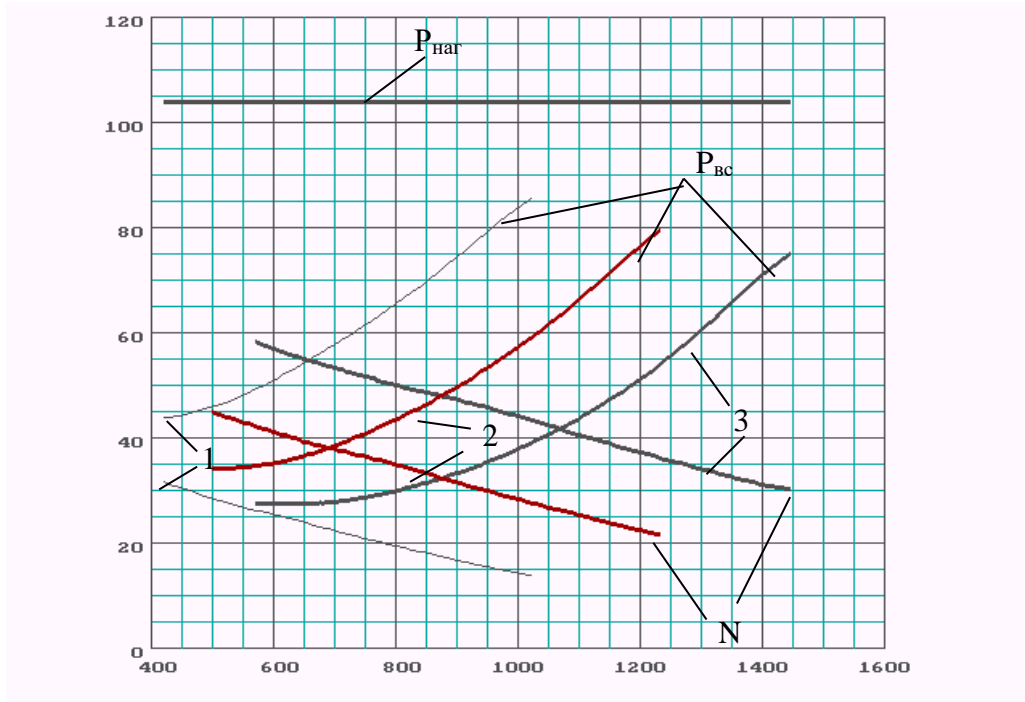


Рис. 7 Експериментальні залежності тиску нагнітання (надлишкового) від подачі в вихровий повітродувки ВВ 12 / 1-1,6 при різних торцевих зазорах

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.

$P_{\text{всас}}, \text{кПа}; P_{\text{наг}}, \text{кПа}; N, \text{кВт}$



$V, \text{м}^3/\text{год}$

1 $n = 2950 \text{ об / хв}; 2 n = 3500 \text{ об / хв}; 3 n = 4000 \text{ об / хв};$

Рис 8. Залежність тиску на всмоктуванні, тиску на нагнітанні і споживаної потужності від продуктивності і частоти обертання

Розроблено поле характеристик для вихрових повітряних компресорів і вакуум-насосів. На рис. 9 показані залежності ступеня підвищення тиску в вихровому компресорі від продуктивності для декількох значень потужності електродвигуна. Аналогічні залежності для вихрових вакуум-насосів дані на рис. 10. Кожна точка на залежностях є оптимальний режим роботи конкретного компресора, тобто ці залежності - це сукупність оптимальних режимів. Для машин, що відповідають оптимальному режиму з найбільшою продуктивністю, побудована характеристика машини для зони максимального ККД (тонкі лінії на рис. 9). Залежності, наведені на рис. 9 відносяться до неохолоджуваних дво- і одноступінчастим повітряним вихровим компресорів і вакуум-насосів при температурі на вході 40°C і частоті обертання ротора 2950 об / хв . Є розрахунки, що дозволяють побудувати поле характеристик також і для трьох-і чотириступінчастих

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

неохолоджуваних машин. Можна побудувати поле характеристик також і для охолоджуваних машин або в інших позначеннях координат. При розрахунках полів характеристик вводилися обмеження по температурі нагнітання (не вище 200 ° С), по зовнішньому діаметру робочих коліс (не більше 700 мм). Пропоновані поля характеристик дозволяють при роботі із замовником швидко оцінити доцільність проектування вихровий машини.

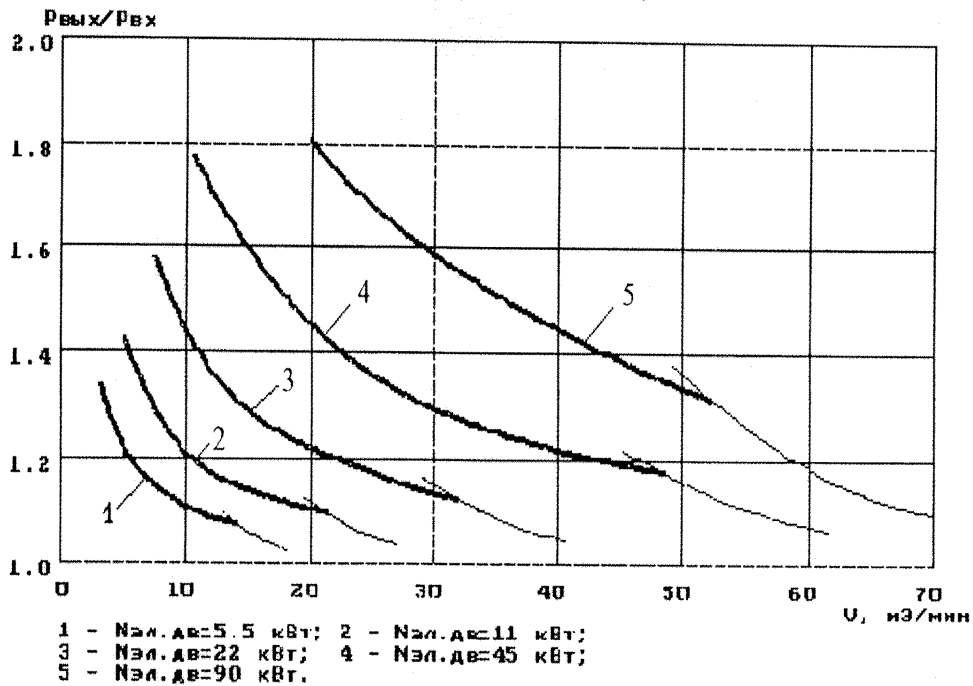


Рис. 9 Поле характеристик вихрових дво- і одноступінчатих повітряних компресорів (ТВЗ = 313 К, PBC = 101325 Па, n = 2950 об / хв)

В даний час широкого поширення набули розробки та впровадження компресорного обладнання із застосуванням «сухих» торцевих газодинамічних ущільнень, магнітного підвісу ротора, а також розробки машин із їх спільним застосуванням. При пуско-монтажних роботах відцентрових компресорів часто використовується схема наддування повітрям від спеціального вихрового компресора, який встановлюється безпосередньо біля відцентрового компресора. У даній роботі виконується розрахунок і проектування такого вихрового компресора.

1 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Мета термогазодинамічного розрахунку вихрового компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Завданням є розрахувати та спроектувати вихровий компресор для наддуву повітря в газодинамічні ущільнення та продування магнітних підшипників відцентрового компресора ГПА. Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища – повітря; об'ємна продуктивність – $V_e = 3 \text{ м}^3/\text{хв}$; тиск всмоктування $p_{вс} = 100 \text{ кПа}$ та тиск нагнітання $p_{наг} = 120 \text{ кПа}$; температура всмоктування $T_{вс} = 300 \text{ К}$; частота обертання ротора приводу $n = 2950 \text{ об/хв}$.

1.1 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого одноканального вихрового компресора

1.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де k - показник адіабати $k = 1,31$;

R - газова постійна, $R = 287 \text{ Дж / кг К}$;

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

$$\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 300 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16114 \text{ Дж / кг}$$

1.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$n_s = \frac{0,05^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16114^{0,75}} = 0,0077$$

1.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0077} = 2,35$$

1.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,35 - 0,122 = 2,075$$

1.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16114}{2,075}} = 88 \text{ м/с}$$

1.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 88}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,57 \text{ м}$$

1.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1,0175$:

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16

1.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,075^{1,5}}{2,35^2} = 0,541$$

1.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,05 \cdot 1,02 / (88 \cdot 0,541) = 0,00107 \text{ м}^2$$

1.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00107} / (3,14 \cdot 0,57 \cdot 0,0077) = 2,37$$

1.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,37 - 0,122 = 2,094$$

1.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,094 - 2,075) / 2,094| = 0,00907 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає - продовжуємо розрахунок.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

1.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16114 / 2,094} = 87,7 \text{ м/с}$$

1.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 87,7 / (3,14 \cdot 2950) = 0,568 \text{ м}$$

1.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 87,7 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,253$$

1.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,253 + 1,4 = 17,44$$

1.1.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,094^{1,5} / 2,37^2 = 0,539$$

1.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{87,7 \cdot 0,539} = 0,00108 \text{ м}^2$$

1.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00108 = 0,000486 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		18

1.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00108} = 0,0465 \text{ м}$$

1.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0465 = 0,0186 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0465 = 0,0233 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0465 = 0,0326 \text{ м}$$

1.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0465 = 0,03 \text{ м}$$

1.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,568 - 2 \cdot 0,03 + 0,0465 = 0,555 \text{ м}$$

1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,568}{0,555} = 1,023 \text{ м}$$

1.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,023 - 1,02)}{1,023} \right| = 0,0029 \leq 0,01$$

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

1.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,568 - 0,003 = 0,565 \text{ м}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		19

1.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,568 + 0,003 = 0,571 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\text{л}} / l = 1,32 \cdot 0,000486 / 0,03 = 0,0214 \text{ м}$$

1.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{\text{л1}} + F'_{\text{к1}}) / h = 1,375(0,000486 + 0,00108) / 0,0465 = 0,0463 \text{ м}$$

1.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (17,44 + 1) \cdot 0,003 = 0,055$$

1.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,568 - 0,03)}{0,055} = 30,71$$

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

1.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,055 = 0,11 \text{ м}$$

1.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,11 / 0,568 = 0,387 \text{ рад}$$

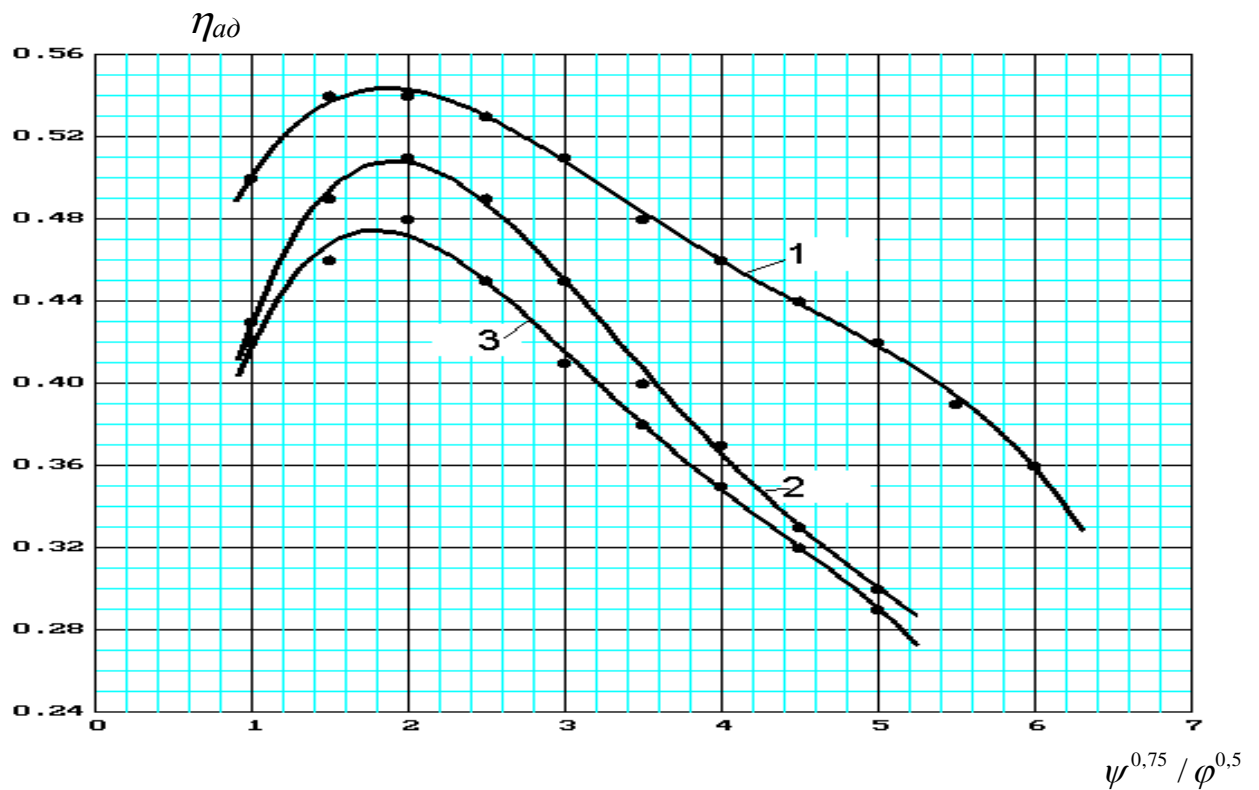
1.1.34 Адіабатний КПД :

При $M_U \leq 0.23$ ККД, в залежності від M_U і газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити за залежностями з таблиці 1.1 або ж за графіком (див. рис. 1.1).

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблиця 1.1 – Залежність адиабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і колового числа Маха M_u

M_U	η_{ad} 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 – Залежність адиабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і колового числа Маха M_u

При $M_U > 0,23$ ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ad} = \eta_{ad0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ad0,23}$ – адиабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1.1

або рис. 1.1 (при $M_u=0,253$, $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2 = 2,37$ маємо $\eta_{ad0,23} = 0,46$;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ і визначається за формулою:

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{k-1} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{k-1} \cdot A} = 0,962,$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, і визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\varphi_2}.$$

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4425$.

1.1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16114 \cdot 0,058 = 935 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{935}{0,4425} = 2113 \text{ Вт}$$

1.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{300 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4425} = 36,25 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 300 + 36,25 = 336,25 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 336,25} = 1,24 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(1,24 + 1,16) = 1,2 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{87,7 \cdot 0,568}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 11,78 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{87,7}{10} \right)^3 \cdot 0,568^2 \cdot \left(\frac{1,2}{[11,78 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,895 \text{ кВт}$$

1.1.38 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{k2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00108}}{\pi \cdot 0,568} = 0,0184.$$

Рекомендується:

– $Kg = 0,02 - 0,04$ – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.2);

– $Kg = 0,04 - 0,06$ – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Так як безрозмірний геометричний комплекс менше рекомендованого, то зменшуємо зовнішній діаметр робочого колеса.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

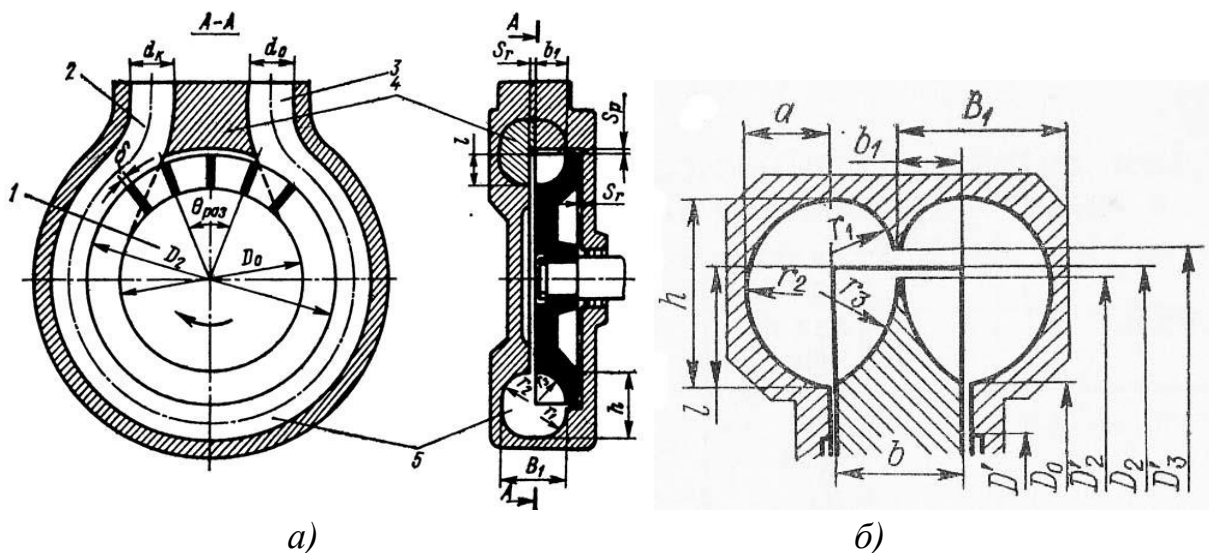


Рисунок 1.2 – Проточна частина вихрового ступеня з криволінійним периферійно-боковим каналом (а – одноканальна (одностороння) проточна частина, б) – двоканальна (двостороння) проточна частина)

1.2 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого одноканального вихрового компресора з зовнішнім діаметром

$$D = 500 \text{ мм}$$

З метою зменшення габаритних розмірів компресора виконаємо розрахунок для зовнішнього діаметра робочого колеса $D = 500 \text{ мм}$

1.2.1 Окружна швидкість на ободі колеса:

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

$$U_2 = 3,14 \cdot 2950 \cdot 0,5 / 60 = 77,2 \text{ м}$$

1.2.3 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 77,2 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,222$$

1.2.4 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,222 + 1,4 = 15,47$$

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

1.2.5 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,05 \cdot 1,02 / (77,2 \cdot 0,541) = 0,00122 \text{ м}^2$$

1.2.6 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \sqrt{0,00122} / (3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,0077) = 2,89$$

1.2.7 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,89 - 0,122 = 2,58$$

1.2.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,58^{1.5} / 2,89^2 = 0,496$$

1.2.9 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{77,2 \cdot 0,496} = 0,00133 \text{ м}^2$$

1.2.9 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00133 = 0,0006 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

1.2.8 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00133} = 0,0516 \text{ м}$$

1.2.10 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0516 = 0,0206 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0516 = 0,0258 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0516 = 0,0361 \text{ м}$$

1.2.11 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0516 = 0,0335 \text{ м}$$

1.2.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,5 - 2 \cdot 0,0335 + 0,0516 = 0,485 \text{ м}$$

1.2.13 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,5}{0,485} = 1,03 \text{ м}$$

1.2.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,03 - 1,02)}{1,03} \right| = 0,0097 \leq 0,01$$

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

1.2.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,5 - 0,003 = 0,497 \text{ м}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

1.2.16 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,5 + 0,003 = 0,503\text{м} \quad (2.29)$$

1.2.17 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\text{л1}} / l = 1,32 \cdot 0,0006 / 0,0335 = 0,0236\text{м}$$

1.2.18 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{\text{л1}} + F'_{\text{к1}}) / h = 1,375(0,0006 + 0,00133) / 0,0516 = 0,0514\text{м}$$

1.2.3 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 77,2 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,222$$

1.2.4 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,222 + 1,4 = 15,47$$

1.2.19 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (15,47 + 1) \cdot 0,003 = 0,049$$

1.2.20 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,5 - 0,0335)}{0,049} = 29,89$$

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

1.2.21 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,049 = 0,098 \text{ м}$$

1.2.22 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,098 / 0,5 = 0,392 \text{ рад}$$

1.2.23 Адіабатний КПД :

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

$$Mu = 0,222, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,58$$

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 1.1 або ж за графіками рис. 1.1.

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,403$.

1.2.24 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16114 \cdot 0,058 = 935 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.2.25 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{935}{0,403} = 2320 \text{ Вт}$$

1.2.26 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28

где P_{κ} - кінцевий тиск, $P_{\kappa} = 0,12$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_{\kappa}}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{300 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,403} = 39,8 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 300 + 39,8 = 339,8 \text{ K}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 339,8} = 1,23 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0) = 0,5(1,23 + 1,16) = 1,195 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{77,2 \cdot 0,5}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 9,13 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{77,2}{10} \right)^3 \cdot 0,5^2 \cdot \left(\frac{1,195}{[9,13 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,496 \text{ кВт}$$

1.2.28 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00133}}{\pi \cdot 0,5} = 0,0232.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній (односторонній) проточній частині. При цьому виконанні вихрового компресора можуть утворюватися значні осьові зусілля на ротор компресора, що не бажано. Тому розглянемо можливість створення двоканальної проточної частини.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		29

1.3 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого двоканального вихрового компресора

З метою зменшення габаритних розмірів та площі робочого каналу компресора виконаємо розрахунок двоканального компресора

1.3.1 Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де κ - показник адиабати $\kappa = 1,31$;

R - газова постійна, $R = 287$ Дж / кг К;

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 300 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16114 \text{ Дж / кг}$$

1.3.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,05^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16114^{0,75}} = 0,0077$$

1.3.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0077} = 2,35$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		30

1.3.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,35 - 0,122 = 2,075$$

1.3.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16114}{2,075}} = 88 \text{ м/с}$$

1.3.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 88}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,57 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}}$$

1.3.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,075^{1,5}}{2,35^2} = 0,541$$

1.3.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,05 \cdot 1,02 / (88 \cdot 0,541) = 0,00107 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		31

1.3.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,00107} / (3,14 \cdot 0,57 \cdot 0,0077) = 2,37$$

1.3.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,37 - 0,122 = 2,094$$

1.3.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,094 - 2,075) / 2,094| = 0,00907 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

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

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

1.3.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16114 / 2,094} = 87,7 \text{ м/с}$$

1.3.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 87,7 / (3,14 \cdot 2950) = 0,568 \text{ м}$$

1.1.15 Критерій Маха:

$$Ma = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 87,7 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,253$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		32

1.3.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,253 + 1,4 = 17,44$$

1.3.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,094^{1,5} / 2,37^2 = 0,539$$

1.3.18 Площа двостороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{2 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{2 \cdot 87,7 \cdot 0,539} = 0,000539 \text{ м}^2$$

1.3.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F'_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000539 = 0,000243 \text{ м}^2$$

1.3.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000539} = 0,0328 \text{ м}$$

1.3.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0328 = 0,0131 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0328 = 0,0164 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0328 = 0,023 \text{ м}$$

1.3.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0328 = 0,0213 \text{ м}$$

1.3.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

$$D_{ym} = 0,568 - 2 \cdot 0,0213 + 0,0328 = 0,558 \text{ м}$$

1.3.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,568}{0,558} = 1,018 \text{ м}$$

1.3.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,018 - 1,02)}{1,018} \right| = 0,0019 \leq 0,01$$

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

1.3.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (2.28)$$

$$D'_3 = 0,568 - 0,003 = 0,565 \text{ м}$$

1.3.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,568 + 0,003 = 0,571 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.3.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,000243 / 0,0213 = 0,015 \text{ м}$$

1.3.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 (F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375 (0,000242 + 0,000539) / 0,0328 = 0,0327 \text{ м}$$

1.3.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (17,44 + 1) \cdot 0,003 = 0,055$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		34

1.3.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,568 - 0,03)}{0,055} = 30,71$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 31$ лопатку.

1.3.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,055 = 0,11 \text{ м}$$

1.3.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,11 / 0,568 = 0,387 \text{ рад}$$

1.3.34 Адіабатний КПД :

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

$$Mu = 0,253, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,37$$

При $M_U > 0,23$ 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 $\eta_{ад} = 0,4425$.

1.3.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16114 \cdot 0,058 = 935 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.3.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{935}{0,4425} = 2113 \text{ Вт}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{300 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4425} = 36,25 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 300 + 36,25 = 336,25 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 336,25} = 1,24 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(1,24 + 1,16) = 1,2 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{87,7 \cdot 0,568}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 11,78 \cdot 10^6$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{87,7}{10} \right)^3 \cdot 0,568^2 \cdot \left(\frac{1,2}{[11,78 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,895 \text{ кВт}$$

1.3.38 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00107}}{\pi \cdot 0,568} = 0,0183.$$

Безрозмірний геометричний комплекс не відповідає навіть одноканальній (односторонній) проточній частині, тому для отримання одноканальної (односторонній) проточної частини треба суттєво зменшити зовнішній діаметр робочого колеса.

1.4 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого двоканального вихрового компресора з зовнішнім діаметром $D = 400$ мм

З метою зменшення габаритних розмірів компресора виконаємо розрахунок для зовнішнього діаметра робочого колеса $D = 400$ мм

1.4.1 Окружна швидкість на ободі колеса:

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

$$U_2 = 3,14 \cdot 2950 \cdot 0,4 / 60 = 61,75 \text{ м}$$

1.4.2 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 61,75 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,178$$

1.4.3 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,178 + 1,4 = 12,69$$

1.4.4 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (2 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 0,05 \cdot 1,02 / (2 \cdot 61,75 \cdot 0,541) = 0,000763 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		37

1.4.5 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000763} / (3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,0077) = 2,86$$

1.4.6 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,86 - 0,122 = 2,55$$

1.4.7 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,55^{1.5} / 2,86^2 = 0,498$$

1.4.8 Площа двостороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{2 \cdot 61,75 \cdot 0,498} = 0,000829 \text{ м}^2$$

1.4.9 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000829 = 0,000373 \text{ м}^2$$

1.4.10 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000829} = 0,0407 \text{ м}$$

1.4.11 Радіуси (см. рис. 1):

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		38

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0407 = 0,0163 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0407 = 0,0204 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0407 = 0,0285 \text{ м}$$

1.4.12 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0407 = 0,0265 \text{ м}$$

1.4.13 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,4 - 2 \cdot 0,0265 + 0,0407 = 0,388 \text{ м}$$

1.4.14 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,4}{0,388} = 1,03 \text{ м}$$

1.4.15 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,03 - 1,02)}{1,03} \right| = 0,0097 \leq 0,01$$

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

1.4.16 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,4 - 0,003 = 0,397 \text{ м}$$

1.4.17 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,4 + 0,003 = 0,403 \text{ м} \tag{2.29}$$

1.4.18 Ширина лопатки:

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		39

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,000373 / 0,0265 = 0,0186 \text{ м}$$

1.4.19 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{n1} + F'_{к1}) / h = 1,375(0,000373 + 0,000829) / 0,0407 = 0,0406 \text{ м}$$

1.4.20 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (12,69 + 1) \cdot 0,003 = 0,041$$

1.4.21 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,4 - 0,0265)}{0,041} = 28,6$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 27$ лопаток.

1.4.22 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,041 = 0,082 \text{ м}$$

1.4.23 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,082 / 0,4 = 0,41 \text{ рад}$$

1.4.24 Адиабатний КПД :

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

$$Mu=0,178, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,86$$

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 $\eta_{ад} = 0,2648$.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		40

1.4.25 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16114 \cdot 0,058 = 935 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.4.26 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{935}{0,2648} = 3530 \text{ Вт}$$

1.4.27 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

$$\rho_{сп} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0)$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}}$$

где P_{κ} - кінцевий тиск, $P_{\kappa} = 0,12$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_{\kappa}}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{300 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,2648} = 60,57 \text{ K}$$

$$T_{\kappa} = T_n + \Delta T = 300 + 60,57 = 360,57 \text{ K}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 360,57} = 1,162 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{сп} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0) = 0,5(1,162 + 1,16) = 1,161 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		41

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

$$\text{Re} = \frac{61,75 \cdot 0,4}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 5,84 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{61,75}{10} \right)^3 \cdot 0,4^2 \cdot \left(\frac{1,161}{[5,84 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,173 \text{ кВт}$$

1.4.28 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0026}}{\pi \cdot 0,4} = 0,0406.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає двоканальній (двоосторонній) проточній частині (див. рис. 1.2), але адіабатний ККД компресора зменшився до 0,265, що неприпустимо.

Розглянемо можливість створення двоступеневого вихрового компресора.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

1.5 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора

1.5.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.5.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де до - показник адіабати $k = 1,4$;

R - газова постійна, $R = 488,3$ Дж / кг К;

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

$$\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{109545}{100000} = 1,095$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 300 \cdot \left[(1,095)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 7916 \text{ Дж / кг}$$

1.5.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,05^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 7916^{0,75}} = 0,0131$$

1.5.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0131} = 2,01$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		43

1.5.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,01 - 0,122 = 1,757$$

1.5.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{7916}{1,757}} = 67,12 \text{ м / с}$$

1.5.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 67,12}{(3.14 \cdot 2950)} = 0,435 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}}$$

1.5.1.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,757^{1.5}}{2,01^2} = 0,576$$

1.5.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,05 \cdot 1.02 / (67,12 \cdot 0,576) = 0,0013 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		44

1.5.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,0013} / (3,14 \cdot 0,435 \cdot 0,0131) = 2,015$$

1.5.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,015 - 0,122 = 1,762$$

1.5.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(1,762 - 1,757) / 1,762| = 0,00284 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

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

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

-Продовжуємо розрахунок

1.5.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{7916 / 1,762} = 67 \text{ м/с}$$

1.5.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 67 / (3,14 \cdot 2950) = 0,434 \text{ м}$$

1.5.1.15 Критерій Маха:

$$M_u = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 67 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,193$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

1.5.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,193 + 1,4 = 13,64$$

1.5.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 1,762^{1,5} / 2,015^2 = 0,576$$

1.5.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{67 \cdot 0,576} = 0,00132 \text{ м}^2$$

1.5.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00132 = 0,000594 \text{ м}^2$$

1.5.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00132} = 0,0514 \text{ м}$$

1.5.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0514 = 0,0206 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0514 = 0,0257 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0514 = 0,036 \text{ м}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		46

1.5.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0514 = 0,0334 \text{ м}$$

1.5.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,434 - 2 \cdot 0,0334 + 0,0514 = 0,419 \text{ м}$$

1.5.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,434}{0,419} = 1,036 \text{ м}$$

1.5.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,036 - 1,02)}{1,036} \right| = 0,0095 \leq 0,01$$

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

1.5.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,434 - 0,003 = 0,431 \text{ м}$$

1.5.1.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,434 + 0,003 = 0,437 \text{ м} \tag{2.29}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		47

1.5.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00594 / 0,0334 = 0,0235 \text{ м}$$

1.5.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{n1} + F'_{к1}) / h = 1,375(0,000594 + 0,00132) / 0,0514 = 0,0512 \text{ м}$$

1.5.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (13,64 + 1) \cdot 0,003 = 0,0439$$

1.5.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,434 - 0,0334)}{0,0439} = 28,65$$

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

1.5.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0439 = 0,0878 \text{ м}$$

1.5.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0878 / 0,434 = 0,405 \text{ рад}$$

1.5.1.34 Адіабатний КПД :

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

$$Mu=0,193, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}\right)_2 = 2,015$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		48

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 1.1 або ж за графіками рис. 1.1.

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4966$.

1.5.1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 7916 \cdot 0,058 = 459 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.5.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{459}{0,4966} = 924 \text{ Вт}$$

1.5.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

$$\rho_{сп} = 0,5(\rho_k + \rho_0)$$

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,1095$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{300 \left[\left(\frac{109545}{100000} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4966} = 15,9 \text{ К}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		49

$$T_k = T_n + \Delta T = 300 + 15,9 = 315,9 \text{ K}$$

$$\rho_\kappa = \frac{P_\kappa}{RT_k} = \frac{0,109545 \cdot 10^6}{287 \cdot 315,9} = 1,21 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_\kappa + \rho_0) = 0,5(1,21 + 1,16) = 1,185 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$\text{Re} = \frac{67 \cdot 0,434}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 6,87 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{67}{10} \right)^3 \cdot 0,434^2 \cdot \left(\frac{1,185}{[6,87 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,256 \text{ кВт}$$

1.5.1.38 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00132}}{\pi \cdot 0,434} = 0,0266.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.2). Маємо високе значення адиабатного ККД 0,497.

1.5.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.5.2.1 Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де до - показник адиабати $k = 1,4$;

R - газова постійна, $R = 287 \text{ Дж / кг К}$;

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		50

П - відношення тисків.
$$P = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{109545} = 1,095$$

$$h_{a\partial} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 315,9 \cdot \left[(1,095)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 8336 \text{ Дж / кг}$$

1.5.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,06^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 8336^{0,75}} = 0,0138 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.5.2.35})$$

1.5.2.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0138} = 1,984$$

1.5.2.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,984 - 0,122 = 1,733$$

1.6.2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8336}{1,733}} = 69,36 \text{ м / с}$$

1.5.2.6 Зовнішній діаметр:

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

					KM 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		51

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 69,36}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,449 \text{ м}$$

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

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

1.5.2.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1}$$

$$\phi_1 = \frac{1,733^{1,5}}{1,984^2} = 0,58$$

1.5.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,06 \cdot 1,02 / (69,36 \cdot 0,58) = 0,00152 \text{ м}^2$$

1.5.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00152} / (3,14 \cdot 0,449 \cdot 0,0138) = 2$$

1.5.2.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2 - 0,122 = 1,748$$

1.5.2.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

					KM 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0.03$$

$$\delta\psi = |(1,748 - 1,733) / 1,748| = 0,00858 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає - продовжуємо розрахунок

1.5.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8336 / 1,748} = 69 \text{ м / с}$$

1.6.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 69 / (3,14 \cdot 2950) = 0,447 \text{ м}$$

1.5.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 69 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 315,9} = 0,194$$

1.5.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,194 + 1,4 = 13,7$$

1.6.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 1,748^{1,5} / 2^2 = 0,578$$

1.5.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,06 \cdot 1,02}{69 \cdot 0,578} = 0,00153 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		53

1.5.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000153 = 0,000689 \text{ м}^2$$

1.5.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00153} = 0,0553 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0553 = 0,0221 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0553 = 0,0277 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0553 = 0,0387 \text{ м}$$

1.5.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0553 = 0,0359 \text{ м}$$

1.5.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,447 - 2 \cdot 0,0359 + 0,0553 = 0,431 \text{ м}$$

1.6.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,447}{0,431} = 1,037 \text{ м}$$

1.5.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,037 - 1,02)}{1,037} \right| = 0,00963 \leq 0,01$$

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		54

1.5.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (2.28)$$

$$D'_3 = 0,447 - 0,003 = 0,444 \text{ м}$$

1.6.2.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,447 + 0,003 = 0,45 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.5.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\text{л}} / l = 1,32 \cdot 0,000689 / 0,0359 = 0,0253 \text{ м}$$

1.5.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(0,000869 + 0,00153) / 0,0553 = 0,0596 \text{ м}$$

1.5.2.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (13,7 + 1) \cdot 0,003 = 0,0441$$

1.5.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,447 - 0,0359)}{0,0441} = 29,27$$

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

1.5.2.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0441 = 0,0882 \text{ м}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		55

1.5.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0882 / 0,447 = 0,395 \text{ рад}$$

1.5.2.34 Адіабатний КПД :

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

$$Mu=0,194, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}\right)_2 = 2$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4969$.

1.5.2.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8336 \cdot 0,06 = 500 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{109545}{287 \cdot 315,9} = 0,06 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.5.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{500}{0,4969} = 1006 \text{ Вт}$$

1.5.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ мПа.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		56

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{315,9 \left[\left(\frac{120000}{109545} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4969} = 16,8 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 315,9 + 16,8 = 332,7 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 332,7} = 1,26 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(1,26 + 1,21) = 1,235 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{69 \cdot 0,447}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 7,29 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{69}{10} \right)^3 \cdot 0,447^2 \cdot \left(\frac{1,235}{[7,29 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,306 \text{ кВт}$$

1.5.2.38 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{к2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00153}}{\pi \cdot 0,447} = 0,0279.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.2). Маємо високе значення адиабатного ККД 0,497.

Роглянемо можливість зменшення зовнішніх діаметрів робочих коліс.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		57

1.6 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора з діаметрами коліс 360 і 370 мм

1.6.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.6.1.1 Окружна швидкість:

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

$$U_{21} = \frac{3,14 \cdot 2950 \cdot 0,36}{60} = 55,6 \text{ м/с}$$

1.6.1.2 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,05 \cdot 1,02 / (55,6 \cdot 0,576) = 0,00159 \text{ м}^2$$

1.6.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,00159} / (3,14 \cdot 0,36 \cdot 0,0131) = 2,69$$

1.6.1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,69 - 0,122 = 2,393$$

1.6.1.5 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 55,6 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 300} = 0,16$$

1.6.1.6 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,16 + 1,4 = 11,54$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		58

1.6.1.7 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,393^{1.5} / 2,69^2 = 0,512$$

1.6.1.8 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,05 \cdot 1,02}{55,6 \cdot 0,512} = 0,00179 \text{ м}^2$$

1.6.1.9 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00179 = 0,000806 \text{ м}^2$$

1.6.1.10 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00179} = 0,0598 \text{ м}$$

1.6.1.11 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0598 = 0,0239 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0598 = 0,0299 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0598 = 0,0419 \text{ м}$$

1.6.1.12 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0598 = 0,0338 \text{ м}$$

1.6.1.13 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{um} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		59

$$D_{ym} = 0,36 - 2 \cdot 0,0338 + 0,0598 = 0,343 \text{ м}$$

1.6.1.14 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,36}{0,343} = 1,039 \text{ м}$$

1.6.1.15 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,039 - 1,02)}{1,039} \right| = 0,0097 \leq 0,01$$

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

1.6.1.16 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,36 - 0,003 = 0,357 \text{ м}$$

1.6.1.17 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,36 + 0,003 = 0,363 \text{ м} \tag{2.29}$$

1.6.1.18 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00806 / 0,0338 = 0,0315 \text{ м}$$

1.6.1.19 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375(0,000806 + 0,00179) / 0,0598 = 0,0597 \text{ м}$$

1.6.1.20 Шаг лопаток :

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

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

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$t = (11,54 + 1) \cdot 0,003 = 0,0376$$

1.6.1.21 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,36 - 0,0338)}{0,0376} = 27,24$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 28$ лопаток.

1.6.1.22 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0376 = 0,0752 \text{ м}$$

1.6.1.23 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0752 / 0,36 = 0,418 \text{ рад}$$

1.6.1.24 Адіабатний КПД :

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

$$Mu = 0,16, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,69$$

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 $\eta_{ад} = 0,4634$.

1.6.1.25 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 7916 \cdot 0,058 = 459 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{100000}{287 \cdot 300} = 0,058 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.6.1.26 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{459}{0,4634} = 994 \text{ Вт}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		61

1.6.1.27 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}}$$

где P_{κ} - кінцевий тиск, $P_{\kappa} = 0,1095$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_{\kappa}}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{300 \left[\left(\frac{109545}{100000} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4634} = 17,1 \text{ K}$$

$$T_{\kappa} = T_n + \Delta T = 300 + 17,1 = 317,1 \text{ K}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}} = \frac{0,109545 \cdot 10^6}{287 \cdot 317,1} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0) = 0,5(1,2 + 1,16) = 1,18 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{55,6 \cdot 0,36}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,73 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{55,6}{10} \right)^3 \cdot 0,36^2 \cdot \left(\frac{1,18}{[4,73 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,108 \text{ кВт}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		62

1.6.1.28 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00179}}{\pi \cdot 0,36} = 0,037.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.2). Маємо досить високе значення адіабатного ККД 0,463.

1.6.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.6.2.1 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 κ - показник адіабати $\kappa = 1,4$;

R - газова постійна, $R = 287$ Дж / кг К;

Π - відношення тисків. $\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{109545} = 1,095$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot 317,1 \cdot \left[(1,095)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 1 \right] = 8368 \text{ Дж / кг}$$

1.6.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,06^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 8368^{0,75}} = 0,0138 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.5.2.35})$$

1.6.2.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		63

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,0138} = 1,984$$

1.6.2.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,984 - 0,122 = 1,733$$

1.6.2.5 Окружна швидкість:

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

$$U_{21} = \frac{3,14 \cdot 2950 \cdot 0,37}{60} = 57,1 \text{ м/с}$$

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

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

1.6.2.7 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,733^{1.5}}{1,984^2} = 0,58$$

1.6.2.8 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,06 \cdot 1.02 / (57,1 \cdot 0,58) = 0,00185 \text{ м}^2$$

1.6.2.9 Комплекс:

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		64

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,00185} / (3,14 \cdot 0,37 \cdot 0,0138) = 2,68$$

1.6.2.10 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,68 - 0,122 = 2,38$$

1.6.2.13 Критерій Маха:

$$Mu = 57,1 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 317,1} = 0,16$$

1.6.2.14 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,16 + 1,4 = 11,54$$

1.6.2.15 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,38^{1.5} / 2,68^2 = 0,511$$

1.6.2.16 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,06 \cdot 1,02}{57,1 \cdot 0,511} = 0,0021 \text{ м}^2$$

1.6.2.17 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{,1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00021 = 0,000945 \text{ м}^2$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		65

1.6.2.18 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0021} = 0,0648 \text{ м}$$

1.6.2.19 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0648 = 0,0259 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0648 = 0,0324 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0648 = 0,0454 \text{ м}$$

1.6.2.20 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0648 = 0,0421 \text{ м}$$

1.6.2.21 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,37 - 2 \cdot 0,0421 + 0,0648 = 0,351 \text{ м}$$

1.6.2.22 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,37}{0,351} = 1,044 \text{ м}$$

1.6.2.23 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,044 - 1,02)}{1,044} \right| = 0,00993 \leq 0,01$$

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

1.6.2.24 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,37 - 0,003 = 0,367 \text{ м}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		66

1.6.2.25 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,37 + 0,003 = 0,373 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.6.2.26 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{nl} / l = 1,32 \cdot 0,000945 / 0,0421 = 0,0296 \text{ м}$$

1.6.2.27 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(0,000945 + 0,0021) / 0,0648 = 0,0646 \text{ м}$$

1.6.2.28 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (11,54 + 1) \cdot 0,003 = 0,0376$$

1.6.2.29 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,37 - 0,0421)}{0,0376} = 27,38$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 28$ лопаток.

1.6.2.30 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0376 = 0,0752 \text{ м}$$

1.6.2.31 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0752 / 0,37 = 0,406 \text{ рад}$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		67

1.6.2.32 Адіабатний КПД :

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

$$Mu=0,16, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}\right)_2 = 2,68$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4633$.

1.6.2.33 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8368 \cdot 0,06 = 502 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,05 \frac{109545}{287 \cdot 317,1} = 0,06 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.6.2.34 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{502}{0,4633} = 1084 \text{ Вт}$$

1.6.2.35 Втрати на тертя дисків:

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

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

где ρ_{cp} - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		68

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{317,1 \left[\left(\frac{120000}{109545} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4633} = 18,1 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 317,1 + 18,1 = 335,2 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 335,2} = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(1,25 + 1,21) = 1,23 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{57,1 \cdot 0,37}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,99 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{57,1}{10} \right)^3 \cdot 0,37^2 \cdot \left(\frac{1,23}{[4,99 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,128 \text{ кВт}$$

1.6.2.36 Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{k2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0021}}{\pi \cdot 0,37} = 0,039.$$

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.2). Маємо досить високе значення адіабатного ККД 0,463.

У порівнянні з попереднім розрахунком двоступеневої схеми проточної частини ККД зменшився на 3,4 %, але зовнішній діаметр робочого колеса, а відповідно і габаріти компресора, зменшився на 17 %. При цьому виникає незначна осьова сила з боку другого ступеня.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		69

Аналіз термодинамічних розрахунків вихрових компресорів

Результати розрахунків вихрових компресорів занесені до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків

№ п/п	Число ступенів	D_2 , мм	$\eta_{ад}$	M_u	T_k , К	$N_{ст}$, кВт	$N_{к\sum}$, кВт
1	1	0,568	0,4425	0,253	336,25	2,113	2,113
2	1	0,5	0,403	0,222	339,8	2,320	2,320
3	1	0,4	0,2648	0,178	360,57	3,530	3,530
4	2	0,434	0,4966	0,193	315,9	0,924	1,930
		0,447	0,4969	0,1947	332,7	1,006	
5	2	0,360	0,4634	0,16	317,1	0,994	2,078
		0,370	0,4633	0,16	335,2	1,084	

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити висновок, що для проектування можна рекомендувати одноступеневий компресор з $D_2=0,5$ м, розрахований на оптимальний режим роботи двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 0,434 м та 0,447 м або двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 0,36 м та 0,37 м. Зовнішній діаметр робочого колеса другого ступеня компресора доцільно виконувати більшим ніж першого ступеня з метою ущільнення перетоку газу з другого ступеня в перший.

Для проектування прийнятно двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 0,36 м та 0,37 м.

2 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 ДСТУ 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
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		71

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

Відповідно до ДСТУ 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		72

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		73

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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		75

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		76

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		77

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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 системоу).

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 задовільнимТрубопроводи 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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається задовільним.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		80

ВИСНОВКИ

1. Виконані розрахунки декількох варіантів одноступеневого та двоступеневого вихрового компресора. Проведено аналіз результатів розрахунків.

2. При одноступеневому виконанні вихрового компресора необхідно суттєво зменшувати діаметр робочого колеса (з 568 мм до 400 мм), щоб виконати двоканальну схему і уникнути осьових зусиль). При цьому адіабатний ККД компресора зменшується з 44 % до 26,5 %, що неприпустимо.

3. При двоступеневому виконанні вихрового компресора можна рекомендувати компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 434 мм та 0,447 мм з адіабатним ККД 49,7 % або двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 360 мм та 370 мм з адіабатним ККД 46,3 %. При зменшенні ККД на 3,4 %, зовнішній діаметр робочого колеса, а відповідно і габарити компресора, зменшуються на 17 %.

Зовнішній діаметр робочого колеса другого ступеня компресора доцільно виконувати більшим ніж першого ступеня з метою ущільнення перетоку газу з другого ступеня в перший.

4. Для подальшого проектування обрано двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами робочих колес 360 мм та 370 мм.

5. У розділі охорони праці

- виконано аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві;
- розглянуто техніку безпеки під час виконання ремонтних робіт гідравлічного обладнання;
- розглянуто дії обслуговуючого персоналу під час пожежі на підприємстві.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		81

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. ДСТУ ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори – М.: Видавництво стандартів, 1974 г.
13. ДСТУ 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.: Видавництво стандартів, 1974 г.
15. ДСТУ 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		82