

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

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
за освітньо-професійною програмою  
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»  
на тему «Розроблення вихрового компресора для блоку  
виробництва сірки»

Виконавець роботи \_\_\_\_\_ Ніколаєнко Данило Романович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис здобувача)

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

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

С. М. Ванєєв

(Прізвище ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада) (науковий ступінь, звання,  
посада)

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_  
(підпис)

С. М. Ванєєв

(Прізвище ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ

(науковий ступінь, звання, посада)

## ЗМІСТ

	с.
ВСТУП .....	2
1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ .....	6
2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА .....	7
3 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА .....	16
4 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА .....	29
5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	33
ВИСНОВКИ .....	46
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	47

					<b>КМ 03.00.00.00 ПЗ</b>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>Розробка вихрового компресора для блоку виробництва сірки</b>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Ніколаєнко					1	52
Перев.		Ванєєв						
Н. контр.								
Затв.								
						<b>СумДУ, гр. ХК-81/1к</b>		

## ВСТУП

Розвиток новітньої високопродуктивної техніки та технології з переважанням в ній енергозберігаючого й екологічного напрямів відкриває перспективи використання вихрових компресорів в установках і системах для отримання та використання альтернативних джерел палива.

Вихровий компресор – це відцентровий компресор з багаторазовою циркуляцією стиснутого газу через решітку лопаток, що обертається.

Відомі дослідження вихрових компресорів Бондаренко Ю.О. та інших дослідників [1-9], 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 [1].

Ступень вихрового компресору (рисунок В.1) складається з робочого колеса 1, на якому рівномірно по колу розташовані лопатки, всмоктуючого 3, нагнітального 2 і робочого 5 каналів. Всмоктуючий і нагнітальний канали розділені відсікачем (роздільником) 4 [1].

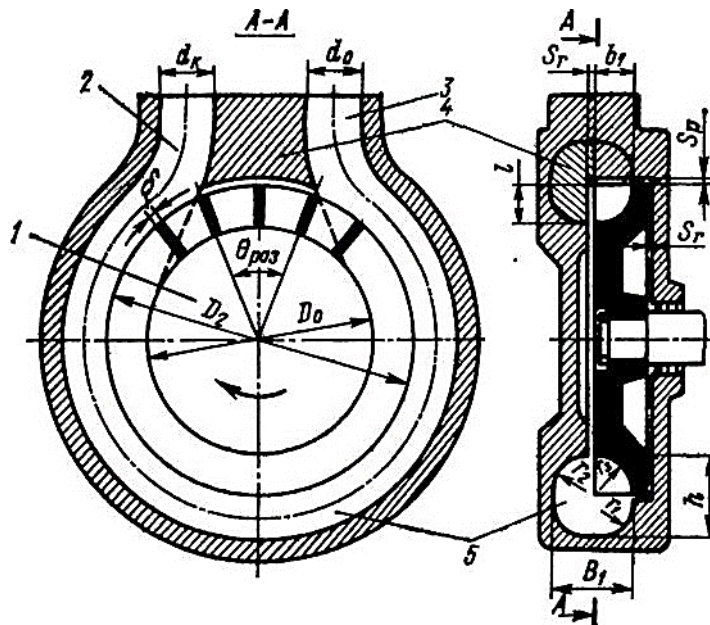


Рисунок В.1 – Конструктивна схема ступеня вихрового компресору

На рисунку В.1 також позначено:

$D_0$  – внутрішній діаметр каналу корпусу;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса;

$h$  – висота меридіонального перерізу проточної частини);

$l$  – висота лопаток робочого колеса;

$V_1$  – ширина робочого каналу (меридіонального перерізу проточної частини);

$b_1$  – ширина лопаток робочого колеса;

$\delta$  – товщина лопаток робочого колеса;

$S_p$  – радіальний зазор між робочим колесом и корпусом;

$S_T$  – торцевий зазор між робочим колесом и корпусом;

$r_1, r_2, r_3$  – радіуси меридіонального перерізу проточної частини.

Робоче середовище через всмоктуючий патрубок надходить до ділянки всмоктування робочого каналу, а потім в міжлопаткові канали робочого колеса. Всмоктування газу в міжлопаткові канали здійснюється переважно в осьовому напрямку. В міжлопаткових каналах робочого колеса відбувається перетворення механічної енергії двигуна в енергію газового потоку. Під дією відцентрових сил частинки газу викидаються переважно в радіальному напрямку в робочий канал, де відбувається подальше перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску. В робочому каналі тангенціальна швидкість руху частинок зменшується, вони починають відставати від робочого колеса і через окремий проміжок часу знову всмоктуються в міжлопаткові канали робочого колеса.

Таким чин частинки робочого середовища від вхідного до вихідного патрубка рухаються по спіралеподібній траєкторії і лопатки робочого колеса декілька разів впливають на частинки газу, що забезпечує великий напір вихрового компресору. На робочій ділянці відбувається підвищення тиску робочого середовища, на ділянці нагнітання – процес взаємодії основного і поверненого, відбитого від відсікача потоків, характер зміни тиску тут істотно відрізняється від зміни тиску на робочій ділянці.

Відсікач запобігає проникненню основного потоку стиснутого газу на ділянку всмоктування та забезпечує його подачу в нагнітальний патрубок компресору, проте частина газу, що зосереджена в міжлопаткових каналах робочого колеса, переноситься на ділянку всмоктуванн., що призводить (особливо під час роботи на стисливому середовищі) до додаткових витрат енергії і економічності машини внаслідок змішування потоку, який надходить через

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	

вхідний патрубок, з потоком газу, який переноситься в міжлопаткових каналах через відсікач. Ця особливість робочого процесу вихрових компресорів забезпечує роботи вихрових компресорів без явища помпажу, але в той же час, призводить до об'ємних та термодинамічних втрат і обумовлює низьку економічність цих компресорів.

Максимум ефективності вихрових компресорів досягається при відносно малих частотах обертання і колових швидкостях, що дозволяє виконувати їх без мультиплікаторів. У результаті знижуються габарити, вага і вартість компресорної установки.

Вихрові компресори використовуються при

- продуктивності за умовами всмоктування газу  $V < 100 \text{ м}^3/\text{хв}$ ;
- відношеннях тисків в ступені  $\pi_{\text{ст}} = P_{\text{к}}/P_{\text{н}}$  до 1,8.
- перепаді тисків (напору)  $\Delta P = P_{\text{к}} - P_{\text{н}} - 10\text{--}150 \text{ кПа}$ .

Розглянута у даній роботі повітродувка призначена для роботи у блоці виробництва сірки (рис. В.2). Штатна відцентрова установка за останні 5 років роботи завантажена на 10-15% від проектної потужності, тобто у діапазоні параметрів, для яких рекомендовано використовувати вихрові компресорні машини. Компресори на такі параметри можуть використовуватися також для наддуву вугільного пилу у топку згорання та ТЕС [2].

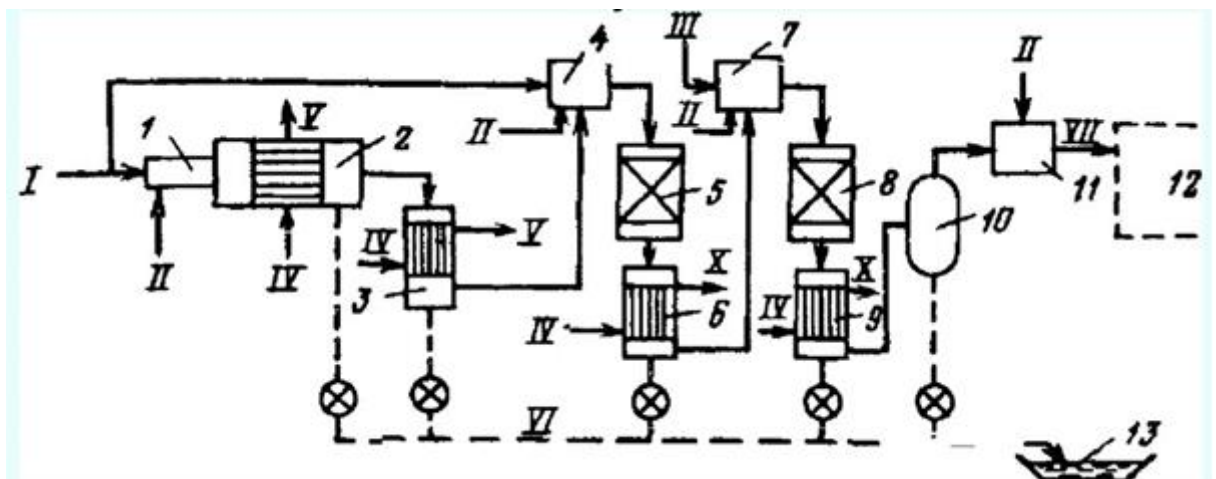


Рисунок В.2 – Принципова схема виробництва сірки методом Клауса

1, 4, 7 – печі для спалювання газу; 2 – термічний реактор з вузлом генерації водяної пари; 3, 6, 9 – охолоджувачі (конденсатори); 5, 8 – реактори другої і третьої ступені; 10 – вловлюювач сірки; 11 – допалювальна піч; 12 – блок доочистки газу; 13 – приймальна ємність сірки; I – газ, II – повітря, III – паливний газ, IV – вода, V – водяна пара, VI – сірка, VII та VIII – відхідний та очищений димовий газ.

Мета роботи:

Розробити вихровий компресор для блоку виробництва сірки, дослідити вплив зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри вихрового компресора.

Основні задачі:

- виконати термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора для оптимального режиму роботи, а також для режимів, відмінних від оптимального, з меншими масогабаритними показниками;
- проаналізувати вплив зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри компресора;
- спроектувати вихровий компресор.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	
						5

**- 1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ**

-

Параметри	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення
Об'ємна продуктивність	$V_e$	$m^3/c$ ( $nm^3/ч$ )	0,573 (1800)
Тиск всмоктування	$P_0$	Па	100000
Тиск нагнітання	$P_k$	Па	140000
Температура початкова	$T_0$	К	313
		°C	40
Частота обертання ротору приводу	$n$	об/хв	2950
Показник адіабати (для повітря)	$k$	–	1,4
Газова стала (для повітря)	$R$	Дж/(кг · К)	287

## 2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

На основі регенеративної гіпотези і результатів експериментальних досліджень розроблена методика розрахунку вихрових компресорів, що дозволяє спроектувати ступені з найбільш досконалою – периферійно-бічною, криволінійною формою меридіонального перерізу робочого каналу.

Метою термогазодинамічного розрахунку є визначення геометричних, термодинамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень вихрового компресора.

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

$$h_{ад1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[ (1,4)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 31726 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата повітря в вихровому компресорі:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,573 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,638 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 31726 \cdot 0,638 = 20,2 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ад}^{0,75}} = \frac{0,573^{0,5} \cdot 2910}{60 \cdot 31726^{0,75}} = 0,016.$$

Газодинамічний комплекс

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	7



$$\left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,016} = 1,9.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 1,9 - 0,122 = 1,655.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{31726}{1,655}} = 138,5 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 138,5}{3,14 \cdot 2950} = 0,897 \text{ м}.$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1,02 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y,r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\Phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_1^2} = \frac{1,655^{1,5}}{1,9^2} = 0,577$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \Phi_1} = \frac{0,573 \cdot 1,02}{138,5 \cdot 0,577} = 0,0073 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0073}}{3,14 \cdot 0,897 \cdot 0,016} = 1,896.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 1,896 - 0,122 = 1,651$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left| \frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2} \right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left| \frac{1,651 - 1,655}{1,651} \right| = 0,00227 \leq 0,03.$$

Логічний оператор отриманий менше 0,03, отже, умова виконується і можемо проводити подальший розрахунок.

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{31726}{1,651}} = 138,62 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 13,62}{3,14 \cdot 2950} = 0,898 \text{ м.}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2^2} = \frac{1,651^{1,5}}{1,896^2} = 0,59.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

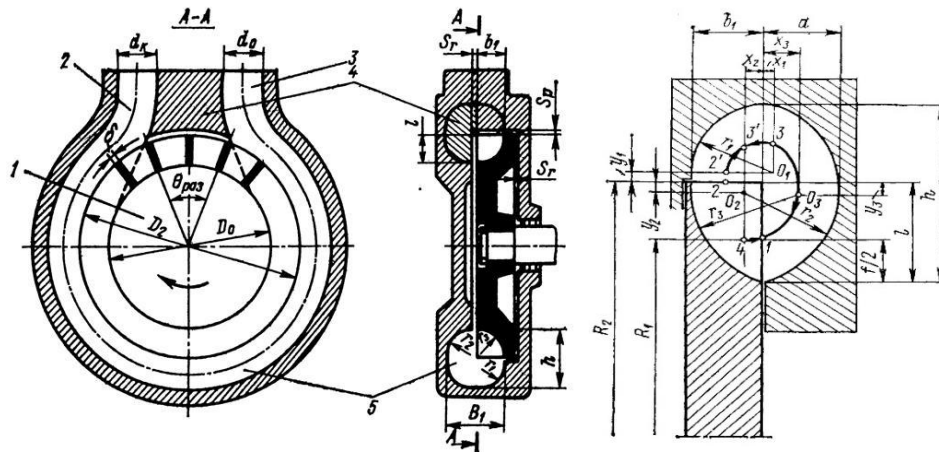
$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,573 \cdot 1,02}{138,62 \cdot 0,59} = 0,00715 \text{ м}^2.$$

Безрозмірний геометричний комплекс:

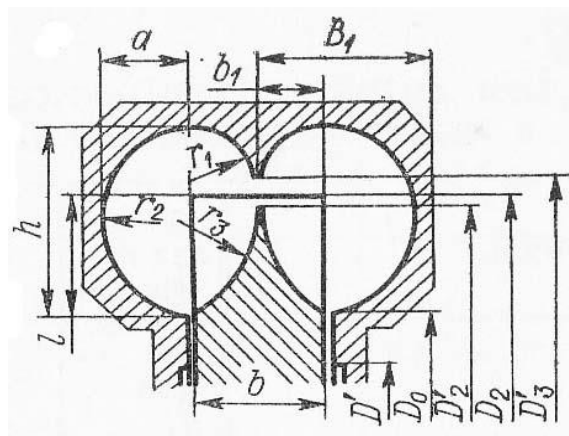
$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00715}}{3,14 \cdot 0,898} = 0,02998.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	9

Розрахунок безрозмірного геометричного комплексу був необхідним для визначення числа каналів проточної частини вихрового ступеня. Геометричний комплекс для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06-0,65. До 0,04-0,045 – виконанням проточної частини рекомендується з одноканальною проточною частиною (рисунок 2.1а), від 0,04 – двоканальною (рисунок 2.1б).



а)



б)

Рисунок 2.1 – Проточна частина вихрового ступеня з криволінійним периферійно-боковим каналом (а – одноканальні (односторонні) проточні частини, б) – двоканальна (двостороння) проточна частина)

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{к1} = 0,45 \cdot 0,00715 = 0,00322 \text{ м}^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{kl}} = \sqrt{2 \cdot 0,00715} = 0,1196 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 2.1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1196 = 0,0478 \text{ м;}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1196 = 0,0598 \text{ м;}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1196 = 0,0837 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1196 = 0,072 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 1,009 - 2 \cdot 0,072 + 0,1196 = 0,8735 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,898}{0,8735} = 1,02805 \text{ м.}$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,02805 - 1,02}{1,02805} \right| = 0,008 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,898 + 0,003 = 0,91 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,898 - 0,003 = 0,895 \text{ м.}$$

Ширина лопатки (рисунок 2.1.):

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	11

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{nl}}{1} = 1,32 \cdot \frac{0,00322}{0,072} = 0,0355 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{nl} + F'_{kl})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,00322 + 0,00715)}{0,1196} = 0,1192 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,573}{3,14 \cdot 0,898 \cdot 138,62} = 0,0046.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{138,62}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,39.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,3944 + 1,4 = 26,405.$$

Величина оптимального кроку решітки лопаток для вихрових турбомашин знаходиться у діапазоні  $\bar{t}_{opt} = 6 \div 14$ ; для компресорів з периферійно-бічним каналом приймають  $\bar{t}_{opt} = 6,4 \div 8,9$ .

Приймаємо  $\bar{t}_{opt} = 8$ .

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (8 + 1) \cdot 0,004 = 0,036 \text{ м;}$$

де  $\delta = 0,004 \text{ м}$  – товщина лопатки на діаметрі  $0,898 \text{ м}$ ;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,898 - 0,0721)}{0,036} = 72,04.$$

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел:  $z = 72$  лопатки.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	12

Довжина роздільника:

$$L_{\text{роз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,036 = 0,072 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{роз}} = \frac{2L_{\text{роз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,072}{0,898} = 0,16 \text{ рад.}$$

Адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}} = f \left[ \text{Mu}, \left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_2 \right]$  вибираємо з рисунку 2.2.

Тобто при критерію Маха  $\text{Mu}$ , який відповідає значенню 0,39 та комплексу  $\left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right) 1,896$ ; адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}}$  буде мати значення 0,473.

Оскільки  $M_U > 0,23$ , то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{\text{ад}} = \eta_{\text{ад}0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де  $\eta_{\text{ад}0,23}$  – адіабатний ККД при  $M_U = 0,23$ , визначений з рис. 2.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_U > 0,23$  визначається за формулою ([1], стор. 73):

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

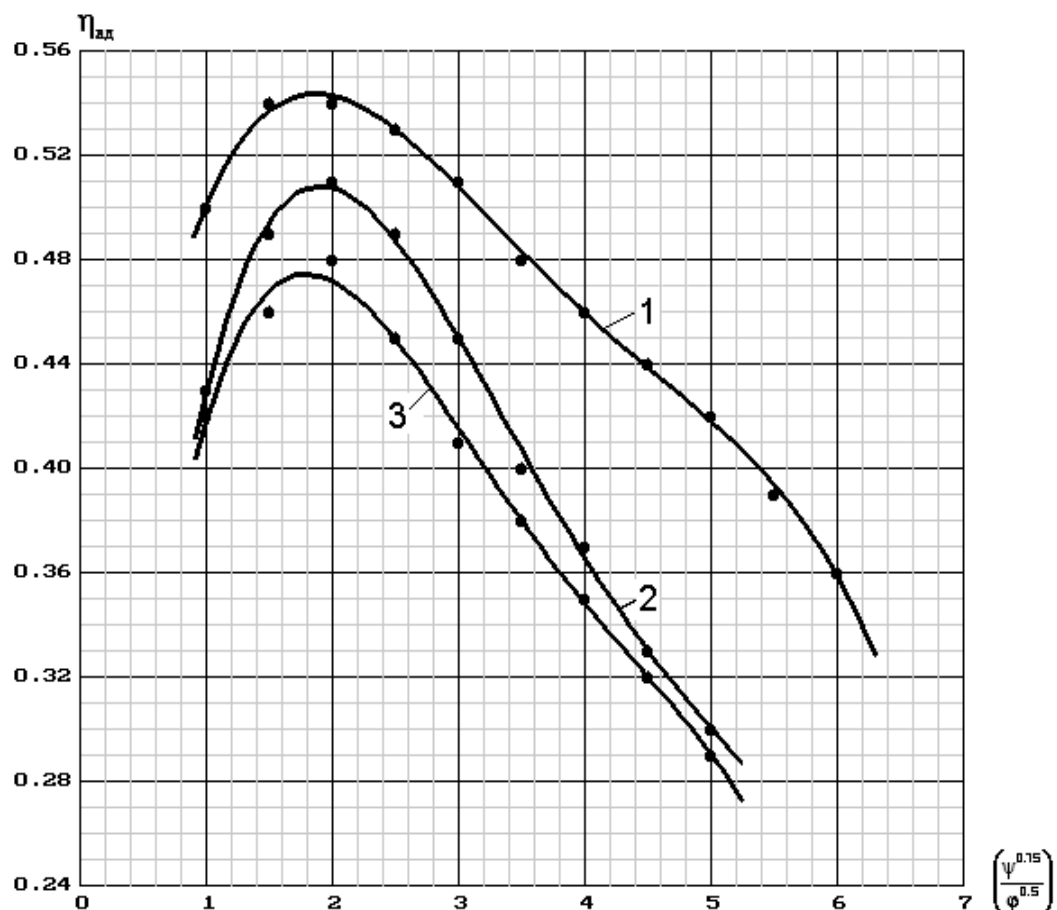
де  $A$  – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

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

$$A = \left( 1 - \frac{0,072 - 0,004 \cdot 72}{3,14 \cdot 0,898} \right) \cdot \frac{0,45}{0,59} = 0,6653.$$

$$K_{\eta_M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,651]^{1,4} \cdot 0,6653}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,651 \cdot 0,39^2]^{1,4} \cdot 0,6653} = 0,896,$$

$$\eta_{ад} = 0,473 \cdot 0,892 = 0,424.$$



1 —  $Mu = 0,105$ ;                      2 —  $Mu = 0,176$ ;                      3 —  $Mu = 0,23$ ;

Рисунок 2.2 — Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу  $\psi^{0,75} / \phi^{0,5}$  і критерія Маха  $Mu$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[ (\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[ (1,4)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,424} = 74,5 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 74,55 = 387,5\text{К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ad} = h_{ad} \cdot m = 31726 \cdot 0,638 = 20,2 \text{ кВт}$$

Потужність, що споживається компресором на стиснення газу у дійсному процесі (внутрішня потужність), Вт:

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{20,2}{0,424} = 47,64 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається компресором з урахуванням механічних втрат (ефективна потужність, потужність на валу компресора), Вт:

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_{mex}} = \frac{47,64}{0,95} = 50,15 \text{ кВт.}$$

де  $\eta_{mex}=0,95$  – механічний ККД.

Так як отриманий геометричний комплекс  $K_g = 0,03 < 0,04$ , то розглянемо можливість зменшення зовнішнього діаметру робочого колеса з метою збільшення цього комплексу і отримання двоканальної проточної частини, яка є більш доцільною, тому що дозволяє розвантажити компресор від осьових зусиль.

Були виконані розрахунки з зовнішніми діаметрами робочих коліс 0,8; 0,75 і 0,7 м. Реально виконання компресора з  $D_2=0,75$  м, так як  $K_g=0,0424$ , але адіабатний ККД при цьому зменшується до 0,4.

Для оцінки можливості збільшення ККД компресора і подальшого зменшення зовнішнього діаметру робочого колеса розрахуємо двоступеневий компресор з однаковою степінню підвищення тиску в ступенях компресора:

$$\Pi_{cm} = \sqrt{\frac{P_k}{P_0}} = \sqrt{\Pi} = \sqrt{1,4} = 1,183$$



### 3 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

#### *Перший ступінь*

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в першому ступені:

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

$$h_{\text{ад}1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[ (1,183)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 15482 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,23 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,256 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адiabатна потужність:

$$N_{\text{ад}} = h_{\text{ад}} \cdot \bar{m} = 15482 \cdot 0,256 = 9,9 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{\text{ад}}^{0,75}} = \frac{0,23^{0,5} \cdot 2910}{60 \cdot 15482^{0,75}} = 0,027.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,027} = 1,76.$$

Адiabатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 1,76 - 0,122 = 1,524.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{15482}{1,524}} = 100,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 100,8}{3,14 \cdot 2950} = 0,653 \text{ м.}$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1,04 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_1^2} = \frac{1,524^{1,5}}{1,76^2} = 0,609.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,23 \cdot 1,04}{100,8 \cdot 0,609} = 0,0097 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0097}}{3,14 \cdot 0,653 \cdot 0,027} = 1,779.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 1,779 - 0,122 = 1,541.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left| \frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2} \right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left| \frac{1,541 - 1,524}{1,541} \right| = 0,0115 \leq 0,03.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	17



$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1402 = 0,0701 \text{ м};$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1402 = 0,0981 \text{ м}.$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1402 = 0,084 \text{ м}.$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,649 - 2 \cdot 0,084 + 0,1402 = 0,6214 \text{ м}.$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,649}{0,6214} = 1,044$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,044 - 1,02}{1,044} \right| = 0,004 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,649 + 0,003 = 0,652 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,649 - 0,003 = 0,646 \text{ м}.$$

Ширина лопатки (рисунк 2.1.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{\text{л1}}}{l} = 1,32 \cdot \frac{0,00442}{0,084} = 0,042 \text{ м}.$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = 2 \frac{1,375 \cdot (F'_{\text{л1}} + F'_{\text{кл}})}{h} = 2 \frac{1,375 \cdot (0,0042 + 0,00983)}{0,1402} = 0,28 \text{ м}.$$

Умовний коефіцієнт витрати:


$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,57}{3,14 \cdot 0,649 \cdot 100,23} = 0,0112.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{100,23}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,28.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,308 + 1,4 = 19,152.$$

Величина оптимального кроку решітки лопаток для вихрових турбомашин знаходиться у діапазоні  $\bar{t}_{opt} = 6 \div 14$ ; для компресорів з периферійно-бічним каналом приймають  $\bar{t}_{opt} = 6,4 \div 8,9$ .

Приймаємо  $\bar{t}_{opt} = 8$ .

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (8 + 1) \cdot 0,003 = 0,027 \text{ м};$$

де  $\delta = 0,003$  м – товщина лопатки на діаметрі 0,649 м;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,649 - 0,084)}{0,027} = 65,7.$$

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел:  $z = 66$  лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{роз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,027 = 0,054 \text{ м}.$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{роз} = \frac{2L_{роз}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,054}{0,649} = 0,1664 \text{ рад}.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	20

Адіабатний ККД  $\eta_{ад} = f \left[ \text{Mu}, \left( \frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_2 \right]$  вибираємо з довідників та з

рисунку 2.2.

Тобто при критерію Маха  $\text{Mu}$ , який відповідає значенню 0,28, та комплексу  $\left( \frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)$ , рівному 1,779, адіабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення 0,474.

Так як  $M_U > 0.23$ , то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ад} = \eta_{ад0,23} \cdot K_{\eta M},$$

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

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

$$A = \left( 1 - \frac{0,052 - 0,003 \cdot 45}{3,14 \cdot 0,649} \right) \cdot \frac{0,45}{0,605} = 0,6409$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,541]^{1,4-1} \cdot 0,6409}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,541 \cdot 0,28^2]^{1,4-1} \cdot 0,6409} = 0,967$$

$$\eta_{ад} = 0,474 \cdot 0,967 = 0,458.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[ (\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[ (1,18)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,458} = 33,7 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ
					21

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 33,7 = 346,7 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 15482 \cdot 0,638 = 9,9 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність, Вт:

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{9,9}{0,458} = 21,62 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається компресором з урахуванням механічних втрат (ефективна потужність, потужність на валу компресора), Вт:

$$N_{\kappa} = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{21,62}{0,95} = 22,76 \text{ кВт.}$$

де  $\eta_{мех}=0,95$  – механічний ККД.

### *Другий ступінь*

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в другому ступені:

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

$$h_{ад1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 346,7 \cdot \left[ (1,18)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 17148 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,573 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,638 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Адіабатна потужність:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 17148 \cdot 0,638 = 10,9 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	22

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0.5} \cdot n}{60 \cdot h_{ад}^{0.75}} = \frac{0,573^{0.5} \cdot 2950}{60 \cdot 17148^{0.75}} = 0,025.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left( \frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left( \frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,025} = 1,78.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 1,78 - 0,122 = 1,542.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{17149}{1,542}} = 105,5 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 105,4}{3,14 \cdot 2950} = 0,683 \text{ м}.$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1,04 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y,r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left( \frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_1^2} = \frac{1,542^{1,5}}{1,78^2} = 0,607.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,573 \cdot 1,04}{105,4 \cdot 0,607} = 0,0093 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	23



$$\left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0093}}{3,14 \cdot 0,683 \cdot 0,025} = 1,799.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\Psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \Psi_2 = 0,935 \cdot 1,799 - 0,122 = 1,56.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\Psi = \left|\frac{\Psi_2 - \Psi_1}{\Psi_2}\right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\Psi = \left|\frac{1,56 - 1,542}{1,56}\right| = 0,011 \leq 0,03.$$

Умова виконується, можемо проводити подальший розрахунок.

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\Psi_2}} = \sqrt{\frac{17179}{1,56}} = 104,94 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 104,76}{3,14 \cdot 2950} = 0,679 \text{ м}.$$

Коефіцієнт витрати:

$$\Phi_2 = \frac{\Psi_2^{1,5}}{\left(\frac{\Psi^{0.75}}{\Phi^{0.5}}\right)_2^2} = \frac{1,56^{1,5}}{1,799^2} = 0,602.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \Phi_2} = \frac{0,573 \cdot 1,04}{104,94 \cdot 0,602} = 0,00944 \text{ м}^2.$$

Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0094}}{3,14 \cdot 0,679} = 0,04516.$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{\text{пл}} = 0,45 \cdot F'_{\text{кл}} = 0,45 \cdot 0,0094 = 0,00425 \text{ м}^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{\text{кл}}} = \sqrt{2 \cdot 0,00944} = 0,1374 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 2.1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1374 = 0,055 \text{ м};$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1374 = 0,0687 \text{ м};$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1374 = 0,0962 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1374 = 0,082 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,679 - 2 \cdot 0,082 + 0,1374 = 0,652 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,679}{0,652} = 1,041.$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,041 - 1,04}{1,041} \right| = 0,00135 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,679 + 0,003 = 0,682 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр профільюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,679 - 0,003 = 0,676 \text{ м.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	25

Ширина лопатки (рисунок 2.1.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{nl}}{l} = 1,32 \cdot \frac{0,00425}{0,082} = 0,041 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = 2 \frac{1,375 \cdot (F'_{nl} + F'_{kl})}{h} = 2 \frac{1,375 \cdot (0,004255 + 0,00944)}{0,1374} = 0,274 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,573}{3,14 \cdot 0,679 \cdot 104,76} = 0,0103.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{104,76}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 359}} = 0,28.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,28 + 1,4 = 19,152.$$

Величина оптимального кроку решітки лопаток для вихрових турбомашин знаходиться у діапазоні  $\bar{t}_{opt} = 6 \div 14$ ; для компресорів з периферійно-бічним каналом приймають  $\bar{t}_{opt} = 6,4 \div 8,9$ .

Приймаємо  $\bar{t}_{opt} = 8$ .

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (8 + 1) \cdot 0,003 = 0,027 \text{ м;}$$

де  $\delta = 0,003$  м – товщина лопатки на діаметрі 0,679 м;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,679 - 0,082)}{0,027} = 69,43$$

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел:  $z = 70$  лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,003 = 0,006 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,006}{0,679} = 0,00177 \text{ рад.}$$

Адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}} = f \left[ \text{Mu}, \left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_2 \right]$  вибираємо з довідників та з

рисунку 2.2.

Тобто при критерію Маха  $\text{Mu}$ , який відповідає значенню 0,28, та комплексу  $\left( \frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)$ , рівному 1,799, адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}}$  буде мати значення 0,475.

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

$$A = \left( 1 - \frac{0,082 - 0,003 \cdot 45}{3,14 \cdot 0,679} \right) \cdot \frac{0,45}{0,602} = 0,645$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,56]^{1,4} \cdot 0,645}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,56 \cdot 0,28^2]^{1,4} \cdot 0,645} = 0,966$$

$$\eta_{\text{ад}} = 0,475 \cdot 0,966 = 0,459$$

Підвищення температури в ступені:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	27

$$\Delta T = \frac{T_H \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[ (\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{347,3 \cdot \left[ (1,18)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,459} = 37,2 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 346,7 + 37,2 = 383,9 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 17148 \cdot 0,638 = 10,9 \text{ кВт}$$

Внутрішня потужність, Вт:

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{10,9}{0,459} = 23,75 \text{ кВт.}$$

Ефективна потужність, Вт:

$$N_{\kappa} = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{23,75}{0,95} = 25 \text{ кВт.}$$

де  $\eta_{мех} = 0,95$  – механічний ККД.

## 4 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Результати розрахунків одноступеневих вихрових компресорів з діаметром робочого колеса 0,898 м та 0,75 м та двоступеневого вихрового компресора з діаметрами робочих коліс 0,649, 0,679, занесені до таблиці. Розрахунки, результати яких показали занадто низький ККД або неприйнятні значення геометричного комплексу у роботі не наводяться.

Таблиця 4.1 – 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	0,898	0,424	0,39	387,5	50,15	50,15
2	1	0,75	0,397	0,33	392,6	53,72	53,72
3	2	0,649	0,458	0,28	346,7	22,76	47,76
		0,679	0,459	0,28	383,9	25	

Використовуючи програмні комплекси розрахунків вихрових компресорів, розроблені на кафедрі технічної теплофізики СумДУ, розраховано характеристики компресорів №1 та №3. Результати розрахунків наведені у Додатку Б.

Проаналізуємо характеристичні порівняльні графіки, побудовані за результатами розрахунків. На рис. 4.1 показано залежність ККД компресорів від об'ємної витрати повітря на вході в компресор; на рис. 4.2 - залежність споживаної компресорами потужності від об'ємної витрати повітря на вході в компресор; на рис. 4.3 - залежність ступені підвищення тиску в компресорах від об'ємної витрати повітря на вході в компресор; на рис. 4.4 - залежність кінцевої температури в компресорах від об'ємної витрати повітря на вході в компресор.

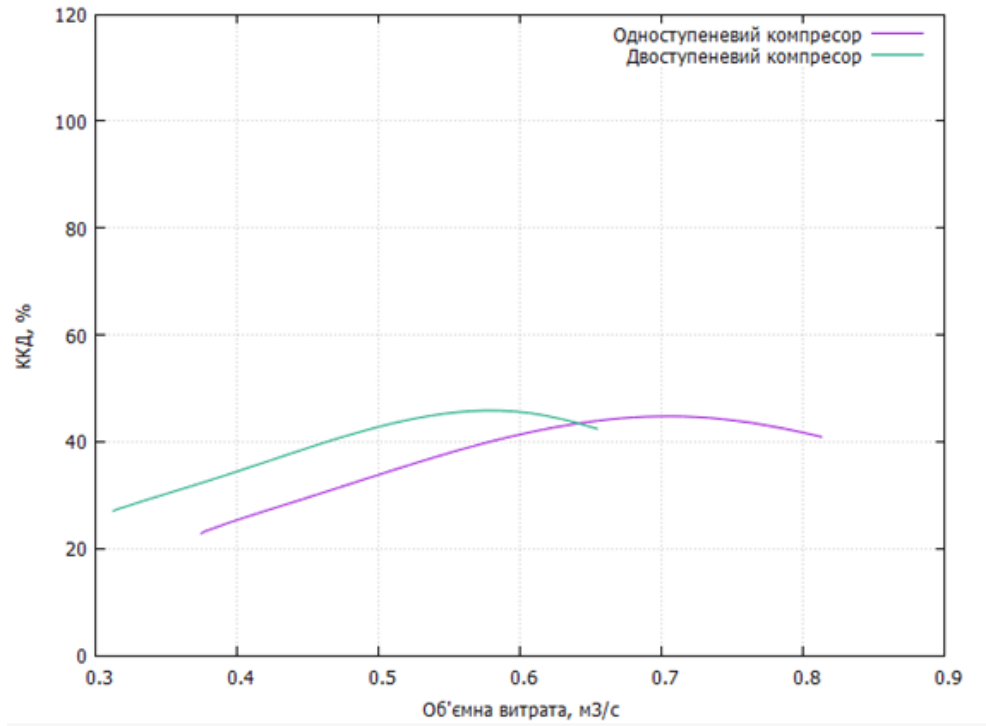


Рисунок 4.1 – Залежність ККД від об'ємної витрати

Для розрахункової витрати  $V=0,573$  м<sup>3</sup>/с ККД одноступеневого компресора 39,6%, двоступеневого – 45,83% (рис. 4.1), тобто ККД збільшується у відносному значенні на  $\delta = \frac{45,83-39,6}{39,6} = 0,157 = 15,7\%$ . Максимальний ККД одноступеневого компресора досягається при  $V=0,7$  м<sup>3</sup>/с, двоступеневого – при  $V=0,58$  м<sup>3</sup>/с. Отже, можна стверджувати, що двоступеневий компресор суттєво більш ефективний на розрахунковому режимі.

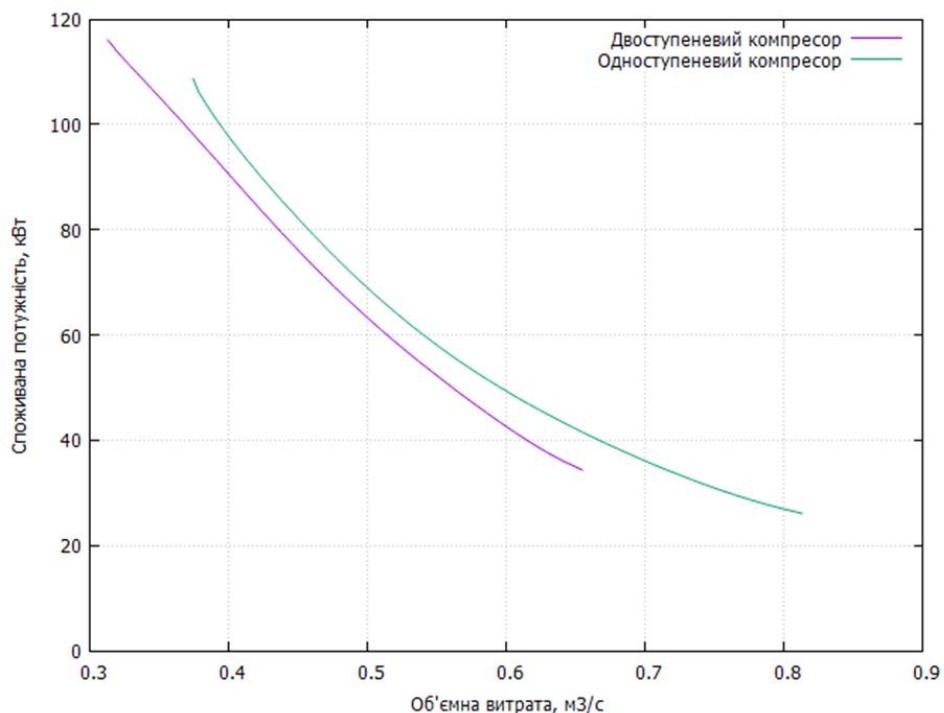


Рисунок 4.2 – Залежність споживаної компресором потужності від витрати

Зі збільшенням витрати потужність, що використовується на стиснення повітря зменшується (рис. 4.2). Для розрахункової витрати потужність одноступеневого компресора – 53,8 кВт, двоступеневого – 47,2 кВт, тобто потужність, споживана компресором при переході на двоступеневу схему зменшується на 12 %. Отже, двоступеневий компресор є більш економічним.

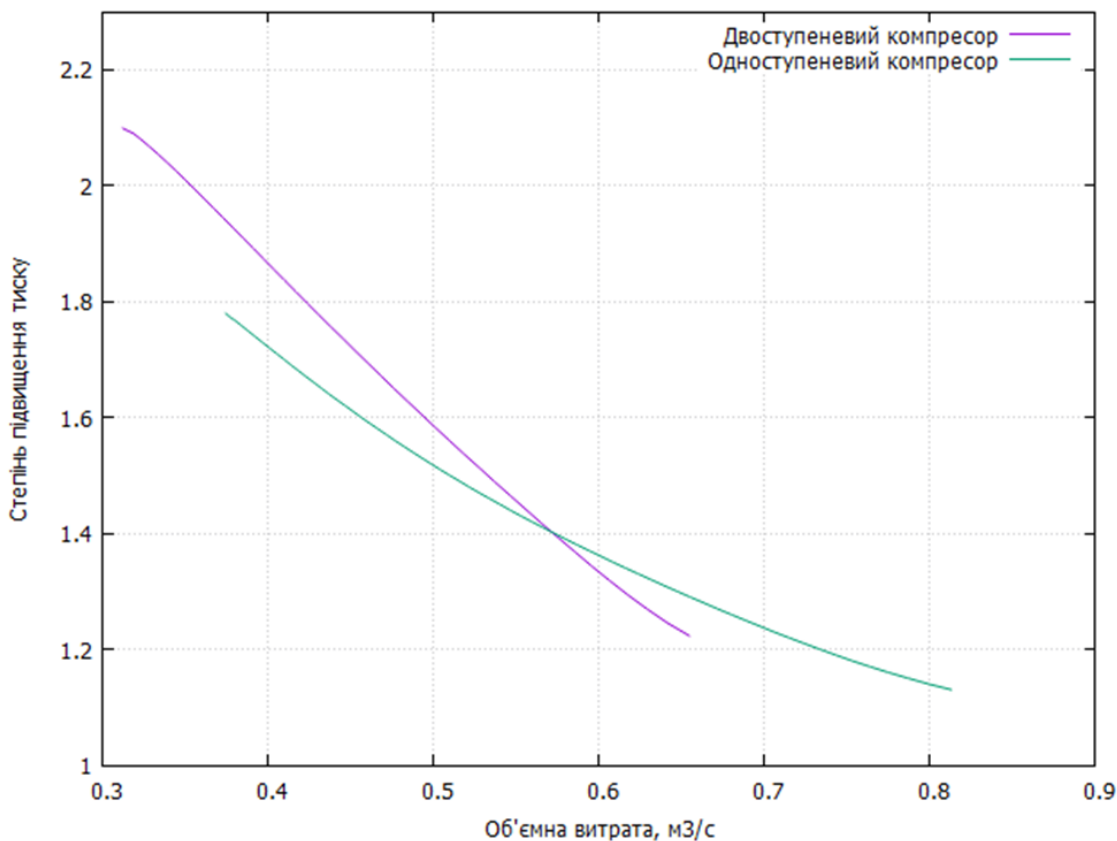


Рисунок 4.3 – Залежність ступені підвищення тиску від об'ємної витрати

Як можна побачити з графіка залежності ступеня підвищення тиску від об'ємної витрати (рис. 4.3), криві перетинаються в розрахунковій точці за ступенем підвищення тиску і витрати, що показує точність розрахунків. Для одноступеневого компресора крива більш полого, ніж для двоступеневого.

Температура на нагнітанні компресора – важливий параметр будь-якого компресора. Із графіків (рис. 4.4) можна побачити, що зі зменшенням витрати температура суттєво збільшується як для одноступеневого, так і для двоступеневого компресора. Для розрахункової витрати температура на



нагнітанні одноступеневої машини -  $120^{\circ}\text{C}$ , двоступеневої -  $109^{\circ}\text{C}$ , тобто зменшення на  $\Delta T = 11^{\circ}\text{C}$ , або на 9,2 %:  $\delta = \frac{120-109}{120} = 0,092 = 9,2\%$ .

Отже, можна стверджувати, що двоступенева конструкція компресора є більш ефективною, економічною та надійною.

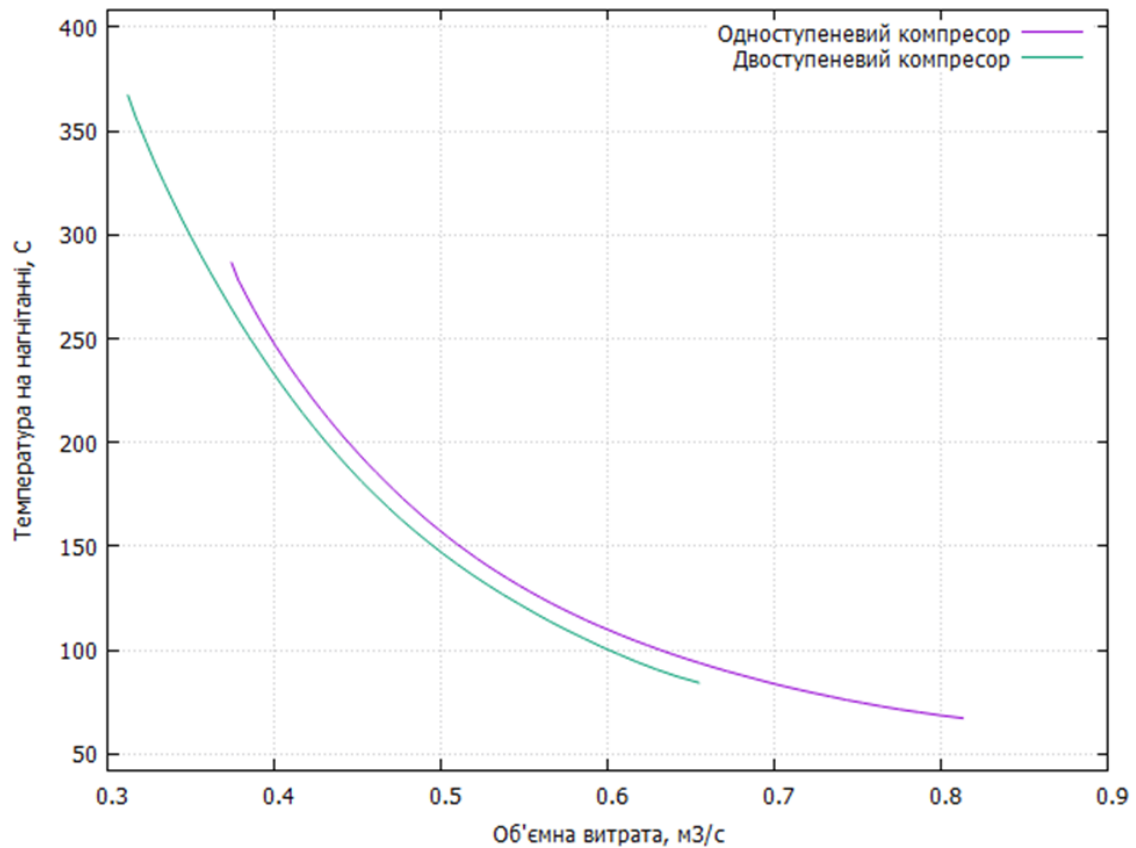


Рисунок 4.4 – Залежність кінцевої температури від об'ємної витрати

Проаналізувавши отримані результати, і порівнявши одноступеневий двоканальний компресор з  $D_2=0,75$  м та розрахований на оптимальний режим роботи двоступеневий компресор із зовнішніми діаметрами 0,649 м та 0,679 м, можна рекомендувати двоступеневий варіант до подальшого проектування як більш ефективний, економічний і надійний. Зовнішній діаметр робочого колеса другого ступеня компресора доцільно виконувати більшим ніж першого ступеня з метою ущільнення перетоку газу з другого ступеня в перший.


## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

### *Аналіз потенційно небезпек устаткування.*

Будь-яке виробництво є шкідливим та небезпечним, не лише для навколишнього середовища, а й загрожує здоров'ю та життю людини. Тож, для уникнення надзвичайних, аварійних та потенційно небезпечних ситуацій (НС) слід мінімізувати ймовірність уражень, захворювань чи НС на виробництві, а також зробити працю людини безпечною, сприятливою та забезпечити високу її ефективність, у чому й полягає головна задача охорони праці.

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності [10].

Відповідно до ГОСТ 12.0.003–74 небезпечні та шкідливі фактори за природою дії поділяються на:

#### 7.1.1 фізичні;

- 1) машини та механізми в дії;
- 2) рухомі частини виробничих устаткувань;
- 3) підвищене запилення й загазованість повітря робочої зони;
- 4) зміна температури поверхні установок та робочої зони;
- 5) підвищення шуму чи вібрацій на робочих місцях;
- 6) занадто вологе чи занадто сухе повітря робочої зони [11];
- 7) зміна освітлення (відсутність, нестача чи його надлишок природного світла);
- 8) перепади тиску чи його різкі зміни;
- 9) підвищення рівня статичного струму;
- 10) підвищення напруги в електричному контурі;

#### 7.1.2 хімічні;

- 1) за характером впливу на організм:

##### 1.1) токсичні;

- 1.2) подразнюючі;
- 1.3) наркотичні;
- 1.4) задушливі;
- 1.5) мутагенні;
- 1.6) канцерогенні;
- 1.7) сенсibiliзуючі;
- 1.8) ті що впливають на репродуктивну функцію;

2) за шляхом впливу на організм через:

- 2.1) органи дихання;
- 2.2) шлунково–кишковому тракту;
- 2.3) шкіру та слизові оболонки.

7.1.3 біологічні:

1) патогенні мікроорганізми:

- 1.1) бактерії;
- 1.2) віруси;
- 1.3) гриби;
- 1.4) найпростіші;
- 1.5) спірохети;
- 1.6) рикетсії;

2) продукти життєдіяльності мікроорганізмів;

7.1.4 психофізичні:

1) фізичні перевантаження:

- 1.1) статичні;
- 1.2) динамічні;

2) нервово–психологічні перевантаження:

- 2.1) розумове перевантаження;
- 2.2) монотонність роботи;
- 2.3) емоційні перевантаження;
- 2.4) перевантаження аналізаторів.

Умови праці впливають на продуктивність праці робітників в цілому, її якість й собівартість випускаємо продукції. Окрім того в процесі роботи

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	34

людина не повинна отримати виробничі травми або захворіти. Реальні виробничі умови характеризуються як правило наявністю небезпек.

Джерелами небезпек є:

- 1) природні процеси та явища;
- 2) елементи техногенного середовища;
- 3) людські дії, що криють у собі загрозу безпеки.

Перелік можливих небезпек налічує понад 150 найменувань. Щоб проаналізувати, узагальнити та розробити заходи щодо запобігання негативним наслідкам необхідно класифікувати небезпеки, джерела, що породжують їх та чинники, які безпосередньо призводять до негативного впливу на людину. При проектуванні будь-якого обладнання або технологічного процесу конструктор прораховує виникнення потенційних небезпек, устаткування, що проектується, а також у випадку їхньої появи створити методики для їх попередження.

Основними джерелами небезпек вихрового компресора є:

- 1) вібрація, що виникає при роботі компресора;
- 2) ураження електричним струмом, від двигуна;
- 3) шум, який створює установка;[15]
- 4) шкідливі речовини у цеху;
- 5) вибухонебезпечність;
- 6) пожежонебезпека.

### *Захист від вібрацій*

Вплив при роботі машини чи агрегатів з невірноваженим силовим впливом є причиною виникнення вібрацій.

Наявність дисбалансу в усіх випадках призводить до появи невірноважених відцентрових сил, які викликають вібрацію. Причиною дисбалансу є:

- неоднорідність матеріалу, тіл що обертаються;
- неспівпадання центру маси тіла і осей обертання;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	
						35

деформація деталей від нерівномірного нагріву при гарячих чи холодних посадках;

Вібраційні випробування проводяться випробування об'єкта під час вібрації, для її усунення або зменшення синусоїдальних коливань. В результаті випробувань визначається динамічні характеристики об'єктів випробування:

віброміцність;

вібростійкість.

Способи зниження вібрації установок:

вібропоглинання;

віброредмпфування;

віброізоляція;

віброгасіння:

1) ударне;

2) динамічне.

За організаційними ознаками методи віброзахисту бувають:

індивідуальні;

колективні:

1) послаблення енергії вібрації в джерелі її виникнення;

2) послаблення параметрів вібрації на шляху її розповсюдження;

3) аміну операцій, що вимагають використання вібромашин дистанційним або автоматичним управлінням;

4) своєчасні планово–попереджувальні ремонти;

5) контроль за вібраційними параметрами ручних машин;

б) змащування та зрівноваження деталей машин, що рухаються.

Якщо визначеними методами зменшити шкідливу дію вібрації неможливо тоді змінюють параметри вібрації на шляху її порушення від джерела коливальної сили. Цього досягають шляхом зменшенням динамічних процесів, що спричиняються ударними або різкими прискореннями. Усунення дисбалансу мас, що обертаються, який досягається збалансуванням. [12]

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	36

Важливим профілактичним заходом є правильна організація режиму праці осіб вібронебезпечних професій. Сумарний час контакту з вібруючим обладнанням має не перевищувати 2/3 тривалості робочого дня, а тривалість безперервної дії вібрації не повинна перевищувати 15–20хв.

З лікувально–профілактичною метою рекомендується надавати дві регламентовані перерви для виробничої гімнастики.

### ***Шкідливі речовини***

За ступенем впливу на організм шкідливі речовини поділяють на чотири класи небезпеки:

- 1-й – речовини надзвичайно небезпечні;
- 2-й – речовини високонебезпечні;
- 3-й – речовини помірно небезпечні;
- 4-й – речовини малонебезпечні.

Клас небезпеки шкідливих речовин встановлюють залежно від і показників, зазначених у таблиці [11].

Таблиця 7.1 Класи небезпеки шкідливих речовин

Найменування показника	Норми для класу небезпеки			
	1-го	2-го	3-го	4-го
Гранично допустима концентрація (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони, мг/м	До 0,1	0,1- 1,0	1,1- 10,0	Пон ад 10,0
Середня смертельна доза при введенні в шлунок, мг/кг	Мен ш 15	15- 150	151- 5000	Пон ад 5000

Середня смертельна доза при нанесенні на шкіру, мг/кг	Мен ш 100	100- 500	501- 2500	Пон ад 2500
Середня смертельна концентрація у повітрі, мг/м	Мен ш 500	500- 5000	5001- 50000	Пон ад 50000
Коефіцієнт можливості інгаляційного отруєння (КВІО)	Пона д 300	300- 30	29-3	Мен ш 3
Зона гострої дії	Мен ш 6,0	6,0- 18,0	18,1- 54,0	Пон ад 54,0
Зона хронічної дії	Пона д 10,0	10,0 -5,0	4,9- 2,5	Мен ш 2,5

Віднесення шкідливої речовини до класу небезпеки здійснюють за показником, значення якого відповідає найвищому класу небезпеки.

Заходи щодо забезпечення безпеки праці при контакті зі шкідливими речовинами повинні передбачати:

заміну шкідливих речовин у виробництві найменш шкідливими, сухих способів переробки пилу матеріалів - мокрими;

випуск кінцевих продуктів у непилячих формах;

заміну полум'яного нагріву електричним, твердим та рідким паливом - газоподібним;

обмеження вмісту домішок шкідливих речовин у вихідних та кінцевих продуктах;

застосування прогресивної технології виробництва (замкнутий цикл, автоматизація, комплексна механізація, дистанційне управління, безперервність процесів виробництва, автоматичний контроль процесів та операцій), що виключає контакт людини із шкідливими речовинами;

вибір відповідного виробничого обладнання та комунікацій, що не допускають виділення шкідливих речовин у повітря робочої зони у кількостях, що перевищують гранично допустимі концентрації при нормальному веденні технологічного процесу, а також правильну експлуатацію санітарно-технічного обладнання та пристроїв (опалення, вентиляції, водопроводу, каналізації);

раціональне планування промислових майданчиків, будівель та приміщень;

застосування спеціальних систем з уловлювання та утилізації абгазів, рекуперацію шкідливих речовин та очищення від них технологічних викидів, нейтралізацію відходів виробництва, промивних та стічних вод;

застосування засобів дегазації, активних та пасивних засобів вибухозахисту та вибухоподавлення;

контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони, включення до стандартів або технічних умов на сировину, продукти та матеріали токсикологічних характеристик шкідливих речовин;

включення даних токсикологічних характеристик шкідливих речовин до технологічних регламентів;

застосування засобів індивідуального захисту працюючих;

спеціальну підготовку та інструктаж обслуговуючого персоналу;

проведення попередніх та періодичних медичних оглядів осіб, які мають контакт із шкідливими речовинами;

розробку медичних протипоказань для роботи з конкретними шкідливими речовинами, інструкцій з надання долікарської та невідкладної медичної допомоги постраждалим під час отруєння.

### ***Вентиляція приміщень***

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	39



Повітря, яким дихає людина повинно бути максимально наближеним до повітря атмосферного, а в закритому просторі чистоту повітря може забезпечити вентиляція.

Вентиляція – регульований повітрообмін ,що забезпечує видалення з приміщень забрудненого повітря і подачу свіжого повітря. [11]

Вентиляція приміщень поділяється на:

за місцем дії:

- 1) місцеву;
- 2) загальнообмінною;
- 3) комбінована;

за способом переміщення повітря:

- 1) природня:
  - 1.1) організована (аерація);
  - 1.2) неорганізована;
- 2) штучна (механічна):
  - 2.1) аварійна;
  - 2.2) робоча;
- 3) суміщання.

залежно від призначення:

- 1) приливна;
- 2) витяжна;
- 3) припливно–витяжна.

Системи вентиляції мають бути пожежобезпечними й вибухобезпечними, простими в облаштуванні не переохолоджувати приміщення, не створювати надмірного шуму, бути надійними в експлуатації та економними.

Основними складовими повітря є:

- азот ( $N_2$ ) – 78 %;
- кисень ( $O_2$ ) – 21%;
- інертні гази – 0,90 %;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	40

решта газоподібні речовини.

Також в складі повітря є вуглекислий газ близько 0,03 % і водяна пара до 2,8 % об'єму, але їх кількість в залежності від умов може змінюватися, які впливають на самопочуття людини в середовищі.

У випадку, якщо виробниче приміщення не має вентиляції, то у закритому просторі зростає кількість оксиду (IV) вуглецю (CO<sub>2</sub>), вологості або інших газів, таких як сірководень (H<sub>2</sub>S), діоксид сірки (SO<sub>2</sub>), аміак (NH<sub>3</sub>), водень (H<sub>2</sub>), озон (O<sub>3</sub>), які утворюються в результаті хімічної взаємодії і створюють шкідливі пари.

Деякі з вище зазначених газів в нормальних умовах не є шкідливими й не впливають на людину, але при зміні їх концентрації впливають на здоров'я людини, які можуть осідати на стінках дихальних шляхів перешкоджаючи процесу дихання.

Особливо небезпечним є випадки коли в повітрі трапляються дрібні частинки сажі чи мікроорганізмів.

У таких випадках виробничі цехи повинні бути забезпечені вентиляцією, підтримуватися чистота приміщення, щоб на установках не збирався пил.

Повітрообмін визначають розрахунковим шляхом за конкретними даними про кількість шкідливих виділень (теплоти, вологи, пари, газу, пилу).

Розрахунки повітрообміну для проектування вентиляційних систем мають на меті забезпечення належного санітарно-гігієнічного стану у робочій зоні виробничого приміщення.

### ***Освітлення поверхонь та захист від впливу струму***

Більше 90% інформації людина сприймає через світло, тому щоб забезпечити продуктивну роботу персоналу, слід забезпечити приміщення достатня кількістю світла.

Основні джерела світла:

природне – пряме або відбите світло сонця, або інших природніх світил;  
штучне – здійснюється джерелами світла, які створило людство;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	41



Таблиця 7.2. – Порогові значення впливу струму на організм людини

	Змінний, мА	Постійний, мА
Пороговий відчутний	0,5 – 1,5	5 – 7
Пороговий невідпускаючий	10 – 15	50 – 80
Пороговий фібриляційний	50 – 100	400 – 500

Струм силою понад 0,1 А є смертельним, тоді як границя небезпечної напруги – 42 В.

Струм (змінний та постійний) більше 5 А викликає миттєву зупинку серця, минаючи стан фібриляції.

### **Пожежонебезпека та вибухонебезпечність**

Для виникнення горіння необхідний контакт горючої речовини з окислювачем і джерелом запалювання, здатним передати горючій суміші (горюча речовина і окислювач) необхідний енергетичний імпульс.

Працюючі установки, а також обладнання в неробочому стані повинно бути герметичним, щоб уникнути потрапляння небажаних речовин, в разі розгерметизації.[17]

Види горіння:

Спалах – швидке горіння горючої суміші, що не супроводжується утворенням стиснутих газів.

Загоряння – виникнення горіння під впливом джерела запалювання.

Запалювання – загоряння, що супроводжується утворенням полум'я.

Самозаймання – явище, різкого збільшення швидкості екзотермічних реакцій, що призводить до виникнення горючих речовин при відсутності джерела запалювання.

Самозаймання – самозаймання, що супроводжується появою полум'я.

Вибух – надшвидка хімічна реакція, що супроводжується виділенням енергії і утворенням стиснутих газів, що здатні створювати механічну енергію.

Небезпеку окрім самої пожежі становить і продукти згорання та засобами їх ліквідації, які негативно позначаються на навколишньому середовищі, призводячи до руйнування озонового шару, посилення парникового ефекту, утворення смогу, теплового забруднення, гибель живих організмів в осередку та від його впливу. Також проявами небезпечних факторів пожежі вважаються: частини зруйнованих установок, токсичні речовини і матеріали, викинуті зі зруйнованих апаратів, електричний струм, пов'язаний з переходом напруги на струмопровідні елементи будівельних конструкцій, внаслідок пошкодження ізоляції під дією високих температур; небезпечні фактори вибухів, пов'язаних з пожежами [14].

Вогонь не повинен вийти з під контролю, а має бути локалізованим та не поширитися на подальші об'єкти. Вогонь, що вийшов із-під контролю, здатний викликати значні руйнівні та смертоносні наслідки. До таких проявів вогняної стихії належать пожежі.

Вибух трапляється раптово і його джерелом може стати через:

підвищення температури, в результаті тертя одна об одну контактних поверхонь;  
детонації;  
різкий перепад температур;  
нерівномірна швидкість поширення пожежі;  
мінімальна кількість чи відсутність кисню;  
через механічний вплив.

Для того щоб зменшити ймовірність вибуху необхідно планово проводити обстеження працюючих установок та систем, а також уникати перевантаження мережі.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	44

Працівники у разі незвичайної ситуації повинні вийти з приміщень, тобто будівля має бути забезпечена щонайменше двома евакуаційними виходами.

Виходи вважаються евакуаційними, якщо вони ведуть:

із приміщень, що знаходяться на першому поверсі, одразу на відкритий простір або через коридор, вестибюль, сходи;

з приміщень в сусідні приміщення, на тому ж поверсі, що є забезпеченими виходами назовні

з приміщень будь-якого поверху, окрім першого, в коридор або прохід, що веде до сходів або безпосередньо на сходи, що мають самостійний вихід назовні або через вестибюль.[18]

## ВИСНОВКИ

1. Виконано термогазодинамічний розрахунок одноступеневого вихрового компресора для оптимального режиму роботи. В цьому виконанні компресор має велике значення зовнішнього діаметру робочого колеса ( $D_2=0,898$  м) і значення геометричного комплексу, що не дозволяє виконання двоканальної схеми проточної частини компресора.

2. Досліджено вплив зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри одноступеневого вихрового компресора і встановлено, що при  $D_2=0,75$  м можливе виконання двоканальної проточної частини, що дозволяє розвантажити компресор від осьових зусиль, але адіабатний ККД при цьому зменшується з 0,424 до 0,397.

3. Виконано термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора для оптимального режиму роботи.

4. В результаті аналізу результатів розрахунків рекомендовано для проектування найбільш придатний варіант, яким виявився двоступеневий компресор, що має діаметри робочих коліс 649/679 мм, ККД 46 % та споживану потужність 47,76 кВт.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	
						46

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1)     Виршубский И. М., Рекстин Ф. С., Шквар А. Я. Вихревые компрессоры – Л.: Машиностроение, 1988 г.
- 2)     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.
- 3)     525. Vaneev S.M., Gritsenko V.G. Development of vortex compressors // Wuji Cailiao Xuebao/Journal of Inorganic Materials. – 1998. - Vol. 13, № 6. – P. 36–39.
- 4)     567. Badami M. Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system / M. Badami, M. Mura // Energy Conversion and Management. – 2010. – Vol. 51, № 3. – P. 553-560.
- 5)     570. Jang C.-M. Shape Optimization of a Regenerative Blower Used for Building Fuel Cell System / Choon-Man Jang, Jong-Sung Lee // Open Journal of Fluid Dynamics. – 2012. - № 2. – P. 208-214.
- 6)     579. Theoretical, Experimental and Numerical Investigations of the Effect of Inlet Blade Angle on the Performance of Regenerative Blowers / T.A.-M. Mekhail, O.M. Dahab, M.F. Sadik, [and etc.] // Open Journal of Fluid Dynamics. – 2015. - № 5. – С. 224-237.
- 7)     Бондаренко Ю.А. Исследование вихревых компрессорных машин с периферийно-боковым каналом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1969.
- 8)     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.
- 9)     Парафейник В.П., Рекстин Ф.С., Бондаренко Ю.А. Исследование влияния торцевых зазоров в ступени вихревого

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	47



компрессора на эффективность его работы. Химическое и нефтяное машиностроение. 1979.8. С.7-8.

10) ГОСТ 12.0003 – 74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

11) ГОСТ 12.1.005 – 76 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

12) ГОСТ 12.1.012 – 90 ССБТ. Вибрационная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1983 г.

13) ГОСТ 12.1.030 – 81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление и зануление – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

14) ГОСТ 12.1.010 – 76 ССБТ. Взрывобезопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

15) ГОСТ 12.1.003 – 83 ССБТ. Шум. общие требования безопасности – М.: Издательство стандартов, 1983 г.

16) ГОСТ 12.1.007 – 76 ССБТ. Вредные вещества - М.: Издательство стандартов

17) ГОСТ 12.1.004 – 75 ССБТ. Пожарная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

18) ГОСТ 12.4.077 – 75 ССБТ. Средства защиты от опасных и вредных производственных факторов – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

## Додаток А

Результати розрахунку одноступеневого вихрового компресора з  $D_2=0,75$  м

Зовнішній діаметр робочого колеса, м	0,75
Площа меридіонального перерізу каналу, $\text{см}^2$	49,91
Висота робочого каналу, м	0,099
Висота лопатки робочого каналу, м	0,065
Радіуси, м	
R1	0,04
R2	0,05
R3	0,069
Зовнішній діаметр диску робочого колеса, м	0,747
Ширина лопатки, м	0,0996
Крок лопаток, м	0,0331
Число лопаток	65
Кутова протяжність роздільника, рад	10,17
Адіабатний коефіцієнт напору	2,36
Коефіцієнт витрати	0,5156
Окружна швидкість, м/с	115,85
Коефіцієнт швидкохідності	0,0157
Число Маха	0,327
Режимний комплекс	2,66
Геометричний комплекс	0,0424
Відносний крок лопаток	10,03
Підвищення температури, К	79,65
Температура на нагнітанні, $^{\circ}\text{C}$	119,65
Ізоентропний (адіабатний) ККД	0,3965
Адіабатна потужність, кВт	20,237
Внутрішня потужність, кВт	51,04
Потужність, споживана компресором кВт	53,72

**Додаток Б**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА**  
 (V<sub>вс</sub>=0.573 м<sup>3</sup>/с, P<sub>вс</sub>=100000.0 Па, P<sub>наг</sub>=140000.0 Па)

**Одна ступінь – D<sub>2</sub>=0,75 м.**

V, м <sup>3</sup> /с	рк/рн	Tк, °C	Nк, кВт	КПДад, %
0.8133	1.1300	67.2046	26.0422	40.8858
0.7994	1.1400	68.6211	26.9317	41.7166
0.7867	1.1500	70.0583	27.8343	42.4230
0.7749	1.1600	71.5189	28.7484	43.0168
0.7638	1.1700	73.0058	29.6728	43.5084
0.7532	1.1800	74.5214	30.6066	43.9069
0.7431	1.1900	76.0682	31.5494	44.2203
0.7334	1.2000	77.6487	32.5006	44.4555
0.7240	1.2100	79.2651	33.4601	44.6190
0.7148	1.2200	80.9197	34.4280	44.7164
0.7058	1.2300	82.6151	35.4044	44.7528
0.6970	1.2400	84.3533	36.3897	44.7330
0.6884	1.2500	86.1368	37.3842	44.6613
0.6799	1.2600	87.9678	38.3885	44.5417
0.6716	1.2700	89.8485	39.4032	44.3778
0.6633	1.2800	91.7813	40.4287	44.1733
0.6552	1.2900	93.7683	41.4659	43.9313
0.6472	1.3000	95.8117	42.5153	43.6551
0.6393	1.3100	97.9136	43.5775	43.3475
0.6315	1.3200	100.0759	44.6531	43.0114
0.6238	1.3300	102.3007	45.7428	42.6495
0.6162	1.3400	104.5897	46.8470	42.2644
0.6087	1.3500	106.9448	47.9662	41.8585
0.6014	1.3600	109.3676	49.1008	41.4342
0.5941	1.3700	111.8596	50.2510	40.9938
0.5870	1.3800	114.4222	51.4171	40.5395
0.5799	1.3900	117.0566	52.5992	40.0732
0.5730	1.4000	119.7638	53.7973	39.5970
0.5662	1.4100	122.5448	55.0113	39.1127
0.5595	1.4200	125.4002	56.2411	38.6222
0.5529	1.4300	128.3308	57.4862	38.1269
0.5464	1.4400	131.3367	58.7464	37.6286
0.5401	1.4500	134.4183	60.0211	37.1287
0.5338	1.4600	137.5756	61.3096	36.6285
0.5277	1.4700	140.8083	62.6112	36.1292
0.5216	1.4800	144.1163	63.9252	35.6320
0.5157	1.4900	147.4991	65.2507	35.1380
0.5098	1.5000	150.9560	66.5866	34.6480
0.5041	1.5100	154.4866	67.9320	34.1628
0.4985	1.5200	158.0900	69.2859	33.6832
0.4929	1.5300	161.7655	70.6472	33.2098
0.4875	1.5400	165.5124	72.0148	32.7430
0.4821	1.5500	169.3300	73.3877	32.2833
0.4768	1.5600	173.2179	74.7649	31.8309
0.4716	1.5700	177.1755	76.1457	31.3859
0.4665	1.5800	181.2029	77.5291	30.9486
0.4614	1.5900	185.3004	78.9146	30.5188
0.4564	1.6000	189.4687	80.3018	30.0963

0.4515	1.6100	193.7090	81.6904	29.6810
0.4467	1.6200	198.0233	83.0807	29.2725
0.4419	1.6300	202.4145	84.4730	28.8704
0.4371	1.6400	206.8863	85.8682	28.4740
0.4324	1.6500	211.4436	87.2676	28.0826
0.4278	1.6600	216.0927	88.6729	27.6956
0.4232	1.6700	220.8416	90.0868	27.3118
0.4187	1.6800	225.6999	91.5123	26.9305
0.4142	1.6900	230.6798	92.9534	26.5502
0.4097	1.7000	235.7957	94.4150	26.1698
0.4052	1.7100	241.0653	95.9033	25.7878
0.4008	1.7200	246.5097	97.4256	25.4025
0.3964	1.7300	252.1545	98.9907	25.0122
0.3920	1.7400	258.0301	100.6093	24.6148
0.3877	1.7500	264.1732	102.2941	24.2083
0.3833	1.7600	270.6279	104.0606	23.7903
0.3790	1.7700	277.4472	105.9272	23.3580
0.3747	1.7800	286.3860	108.6617	22.7515

## Дві ступені – оптимальний режим

V, м3/с	рк/рн	Тк, °С	Нк, кВт	КПДад, %
0.6550	1.2227	84.1995	34.3076	42.3835
0.6416	1.2452	87.3294	35.9223	43.3964
0.6292	1.2691	90.7387	37.6943	44.2455
0.6175	1.2937	94.3158	39.5448	44.9025
0.6064	1.3185	98.0123	41.4349	45.3718
0.5957	1.3433	101.8100	43.3451	45.6697
0.5854	1.3681	105.7056	45.2662	45.8156
0.5753	1.3927	109.7032	47.1944	45.8285
0.5654	1.4171	113.8108	49.1290	45.7255
0.5558	1.4414	118.0379	51.0711	45.5223
0.5463	1.4654	122.3951	53.0228	45.2322
0.5369	1.4893	126.8924	54.9863	44.8673
0.5278	1.5129	131.5397	56.9638	44.4383
0.5187	1.5364	136.3455	58.9569	43.9548
0.5099	1.5596	141.3170	60.9667	43.4258
0.5012	1.5826	146.4600	62.9932	42.8593
0.4927	1.6054	151.7783	65.0355	42.2628
0.4843	1.6279	157.2740	67.0919	41.6434
0.4761	1.6502	162.9474	69.1596	41.0074
0.4681	1.6722	168.7970	71.2349	40.3609
0.4603	1.6939	174.8198	73.3135	39.7092
0.4526	1.7153	181.0113	75.3908	39.0570
0.4452	1.7363	187.3658	77.4615	38.4086
0.4378	1.7570	193.8769	79.5205	37.7674
0.4307	1.7773	200.5376	81.5627	37.1364
0.4237	1.7973	207.3408	83.5833	36.5179
0.4169	1.8169	214.2792	85.5777	35.9137
0.4102	1.8361	221.3464	87.5421	35.3250
0.4037	1.8550	228.5364	89.4732	34.7525
0.3973	1.8735	235.8446	91.3682	34.1966
0.3911	1.8917	243.2678	93.2252	33.6571
0.3849	1.9095	250.8047	95.0429	33.1337
0.3789	1.9270	258.4561	96.8207	32.6254
0.3730	1.9441	266.2260	98.5587	32.1313
0.3672	1.9609	274.1212	100.2580	31.6500
0.3615	1.9773	282.1529	101.9200	31.1799
0.3558	1.9934	290.3368	103.5473	30.7192
0.3503	2.0091	298.6946	105.1430	30.2657
0.3448	2.0244	307.2546	106.7112	29.8171
0.3393	2.0392	316.0536	108.2569	29.3707
0.3339	2.0534	325.1386	109.7859	28.9238
0.3285	2.0670	334.5690	111.3047	28.4733
0.3232	2.0797	344.4200	112.8208	28.0157
0.3179	2.0915	354.7864	114.3425	27.5474
0.3126	2.0990	366.9501	115.9907	27.0032