

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 «Розрахунок двоступеневого повітряного поршневого
компресора з V-подібним розташуванням циліндрів»**

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Логвін Павло Юрійович

(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

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

Керівник роботи _____
(підпис)

Мерзляков Ю. С.
(прізвище, ініціали)

К.Т.Н., ст.викладач
(науковий ступінь, звання, посада)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ
(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	3
1 Опис конструкції компресора.....	5
2 Вихідні дані.....	6
3 Попередній термодинамічний розрахунок компресора.....	7
3.1 Розрахунок теплофізичних властивостей газу, що стискається.....	7
3.2 Визначення числа ступенів компресора.....	7
3.3 Розрахунок параметрів газу, що стискається, в ступенях компресора.....	8
3.4 Визначення розмірів та вибір бази компресора.....	11
4 Вибір клапанів.....	13
4.1 Розрахунок втрат енергії у клапанах.....	13
4.2 Вибір клапанів.....	15
5 Перевірочний термодинамічний розрахунок.....	17
5.1 Розрахунок проміжних тисків.....	17
5.2 Визначення індикаторної потужності компресора.....	19
5.3 Визначення потужності споживаної компресором та вибір двигуна.....	20
6 Динамічний розрахунок та врівноваження компресора.....	22
6.1 Визначення рухомих мас компресора.....	22
6.2 Розрахунок маховика.....	24
7 Розрахунки на міцність.....	25
7.1 Розрахунок клапана II ступені.....	25
7.2 Розрахунок на міцність стінок циліндрів.....	25
7.3 Розрахунок на міцність шийки валу.....	26
7.4 Розрахунок розмірів шатунного болта.....	27
7.5 Розрахунок на міцність поршневого пальця.....	28
7.6 Розрахунок на міцність стінок поршня.....	28
8. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	30
Список використаних джерел.....	36

					КМ 01.00.00.00 ПЗ			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Розрахунок двоступеневого повітряного поршневого компресора з V-подібним розташуванням циліндрів	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.	Логвін						2	36
Перев.	Мерзляков					СумДУ, гр. ХК-81/1к		
Н. контр.								
Затв.								

ВСТУП

Компресорне обладнання широко застосовується у різних галузях народного господарства. Компресори складають основу технологічного обладнання хімічних виробництв, використовуються при видобутку та переробці нафти, транспортують природний газ газопроводами, закачують його в підземні сховища, широко застосовуються в холодильній техніці та техніці розподілу газів, у всіх видах транспорту, подають стиснене повітря для приводу пневматичного обладнання тощо.

У промисловості використовуються різні типи компресорів. Кожен тип має свої галузі раціонального використання. Дуже поширені поршневі компресори. Компресори цього типу найбільш численні, оскільки мають низку переваг – високий коефіцієнт корисної дії при середніх та малих продуктивностях, можливість досягнення високих тисків в одній установці, пристосовані до роботи на змінних режимах тощо.

Машини, призначені для стиснення та переміщення газів, називають компресорами. Вони є основним технологічним обладнанням та безпосередньо беруть участь у виготовленні продукту у хімічній, нафтохімічній, газовій промисловості. Компресори використовуються у виробництві мінеральних добрив, пластмас при видобутку, транспортуванні та переробці природного газу, нафти, штучних рідких палив та інших виробництвах (включаються в ланцюг агрегатів та машин, що виконують технологічний процес, а також встановлюються в окремих приміщеннях, званих цехами компресії).

У машинобудуванні, гірничодобувній, вугільній, харчовій та інших галузях промисловості використовуються компресори для стиснення повітря, що є енергоносієм для приводу різноманітних машин та інструментів, що полегшують працю людини, тобто для механізації трудомістких процесів. У цьому випадку компресори також встановлюють в окремих приміщеннях, які називають компресорними станціями, і централізовано подають стиснене

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

повітря в цехи підприємства. У сучасному машинобудівному підприємстві до 30% всієї потужності йде на вироблення стисненого повітря.

У компресорах відбувається перетворення енергії, що підводиться двигуном до валу, в енергію газів, що проходять через них. Спосіб передачі енергії є основою класифікації компресорів за принципом дії.

За принципом дії все різноманіття компресорних машин можна поділити на об'ємні, динамічні та струменеві. В об'ємних компресорах передача енергії від двигуна до газу відбувається в робочій камері, що періодично змінює обсяг через переміщення двигуном приводу однієї або декількох стінок. У процесі зміни обсягу камера по черзі з'єднується з порожниною низького та високого тиску газу, а деякий час від'єднана від обох порожнин. За повний період зміни обсягу камери газ, що знаходиться в ній, переміститься з порожнини низького в порожнину високого тиску. При цьому двигуном виконується робота для переміщення стінок камери. До об'ємних компресорів відносяться всі види поршневих, гвинтових та роторних машин.

У динамічних або турбокомпресорних машинах передача енергії до газу відбувається безперервно в робочому колесі, що обертається, забезпеченому лопатками. При обтіканні потоком газу решітки з профілів лопаток колеса, що обертається, виникає підйомна сила, що викликає прискорення потоку, збільшення його швидкості і тиску. Надалі в нерухомих елементах відбувається додаткове збільшення тиску за рахунок перетворення кінетичної енергії газу. До динамічних компресорів відносяться відцентрові, діагональні, осьові та вихрові машини.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРА

Повітряний поршневий компресор 2ВУ-5/9 призначений для стиснення повітря та постачання його споживачам різних галузей промисловості.

Компресор є двоступінчастою машиною простої дії з V-подібним розташуванням циліндрів.

Повітря по трубопроводу надходить у забірний пристрій, звідки з початковим тиском рівним атмосферному надходить у циліндр першого ступеня, стискається в ньому до проміжного тиску 3 бари, подається в міжступінчастий холодильник і далі надходить у циліндр другого ступеня, де стискається до кінцевого тиску 9 бар. З компресора повітря подається до мережі споживача.

Корпус компресора є стандартною базою – виливок з чавуну спільно з фланцями. Рама компресора є чавунним виливком коробчастої форми і є основною деталлю, на якій монтуються всі основні вузли машини.

Колінчастий вал – сталевий штампований, має одне коліно, до якого приєднуються два шатуни. Вал встановлений на двох роликівих підшипниках. На щоках колінчастого валу укріплені чавунні противаги, для врівноваження сил інерції мас, що обертаються, і сил інерції першого порядку зворотно-поступально рухомих мас. Спіральна шестерня, встановлена на одному кінці колінчастого валу, передає обертання масляному насосу. На інший консольний кінець валу насаджений ротор електродвигуна.

Поршні – тронкові, литі, чавунні. Кожен поршень має ущільнювальні (компресійні) кільця.

Шатуни – сталеві, штамповані зі стрижнем двотаврового перетину. Нижні голівки шатунів – рознімні з вкладишами, залитими бабітом. Кришка нижньої головки шатуна з'єднана з тілом шатуна двома шатунними болтами із термічно обробленої хромонікелевої сталі. Між кришкою та тілом шатуна

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

встановлюють набір прокладок різної товщини. У міру зношування вкладиші підтягують, виймаючи з набору прокладки відповідної товщини.

Циліндри та кришки циліндрів литі, чавунні з ребрами для повітряного охолодження вентилятором.

Клапани – стрічкові, тому що стисливий газ не отруйний, не вибухонебезпечний, не горючий.

Охолодження компресора повітряне. Вентилятор, встановлений на муфті, подає повітря на циліндри та охолоджує їх.

2 ВИХІДНІ ДАНІ

Продуктивність за умовами всмоктування $\bar{V}_{нов} = 5 \text{ м}^3 / \text{хв}$.

Середовище, що стискається – повітря.

Початковий тиск – $p_n = 1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа}$.

Кінцевий тиск – $p_k = 9 \text{ бар} = 0,9 \text{ МПа}$.

Початкова температура повітря – $t_{нов} = 25^\circ\text{C}$,

$T_{нов} = t_{нов} + 273 = 25 + 273 = 298\text{K}$.

Вологість повітря – $\varphi = 0,6$.

Охолодження компресора – повітряне.

З мастилом.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

3 ПОПЕРЕДНІЙ ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Попередній розрахунок проводиться з метою вибору оптимальної схеми та бази компресора залежно від призначення та параметрів газу, що стискається.

3.1 Розрахунок теплофізичних властивостей газу, що стискається

Робоче середовище повітря, тому газову постійну та показник адіабати визначаємо за даними, наведеними в таблиці 1 [табл. 1].

Газова постійна $R = 287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Показник адіабати $K = 1,4$.

Щільність газу, що стискається, визначається з рівняння стану

$$\rho = \frac{P}{\xi \cdot R \cdot T} = \frac{P_n}{\xi \cdot R \cdot T_{нов}}$$

де ξ – коефіцієнт стисливості газу, що визначається за ξ, π - діаграмою [1, додаток 2], $p = 0,1 \text{ МПа}$ – початковий тиск газу; $T = 298 \text{ К}$ – початкова температура газу.

$$\rho = \frac{0,1 \cdot 10^6}{1 \cdot 287 \cdot 298} = 1,169 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Масова продуктивність компресора визначається за формулою

$$\bar{M} = \rho \cdot \bar{V},$$

де ρ, \bar{V} – щільність та об'ємна витрата за заданих початкових умов:

$$\bar{M} = \rho \cdot \bar{V}_{нов} = 1,169 \cdot \frac{5}{60} = 0,097 \text{ кг}/\text{с}.$$

3.2 Визначення числа ступенів компресора

Попередньо вважаємо, що відношення тисків у ступенях компресора рівні. Визначаємо розрахункове число ступенів:

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$z_p = \frac{\ln \pi_o}{\ln \pi_{CT}} = \frac{\ln 9}{\ln 5} = 1,169;$$

де $\pi_o = \frac{p_k}{p_n} = \frac{9}{1} = 9$ – загальне відношення тисків у компресорі;

π_{CT} – відношення тисків у ступенях компресора, що лежить у межах від 3 до 9, приймаємо $\pi_{CT} = 5$.

Отримане значення z_p округляємо до найближчого більшого цілого числа ступенів $z = 2$.

3.3 Розрахунок параметрів газу, що стискається, в ступенях компресора

Відношення тисків у ступенях компресора визначається за формулою:

$$\pi_i = \pi_{CT} = \sqrt[z]{\pi_o} = \sqrt[2]{9} = 3.$$

Номінальний тиск всмоктування та нагнітання другої ступені компресора

$$p_{nII} = p_{кI} = p_{nI} \cdot \pi_{CT} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 3 = 300000 \text{ Па};$$

$$p_{кII} = 0,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Показники політроп стиснення у ступенях компресора

$$n_i = n_I + 0,015 \cdot (i - 1) \cdot k,$$

де i – номер ступені компресора;

$n_I = \alpha k$ – показник політропи стиснення I ступені;

$\alpha = (0,92...1)$ – коефіцієнт, що враховує продуктивність та відношення тисків у ступені. Приймаємо $\alpha = 0,96$:

$$n_I = 0,9 \cdot 1,4 = 1,34;$$

$$n_{II} = 1,34 + 0,015 \cdot (2 - 1) \cdot 1,4 = 1,36.$$

Показники політропи розширення

$$m_i = (0,92 - 0,98) \cdot n_i,$$

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$m_1 = (0,92 \div 0,98) \cdot 1,34 = 1,233 \div 1,313 \text{ приймаємо } m_1 = 1,275$$

$$m_2 = (0,92 \div 0,98) \cdot 1,361 = 1,252 \div 1,334 \text{ приймаємо } m_2 = 1,295$$

Температура газу в кінці стиснення в ступенях компресора

$$T_{ki} = T_{ni} \cdot \pi_i^{\frac{n_i-1}{n_i}},$$

де T_{ni} – температура газу на всмоктуванні i -ої ступені, К.

Для першої ступені $T_{nI} = T_n = 298 \text{ К}$.

Для другої ступені $T_{nII} = 273 + t_{нов} + \Delta t = 273 + 20 + 20 = 313 \text{ К}$,

де $t_{нов} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура охолоджуючого повітря;

$\Delta t_{нов} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – недоохолодження газу після проміжного теплообмінника для компресорів з повітряним охолодженням.

$$T_{кI} = T_{nI} \cdot \pi_{CT}^{\frac{n_I-1}{n_I}} = 298 \cdot 3^{\frac{1,34-1}{1,34}} = 393,5 \text{ К};$$

$$T_{кII} = T_{nII} \cdot \pi_{CT}^{\frac{n_{II}-1}{n_{II}}} = 313 \cdot 3^{\frac{1,36-1}{1,36}} = 418,8 \text{ К}.$$

Щільність газу, що стискається, на всмоктуванні в ступені компресора

$$\rho_{nI} = 1,169 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{nII} = \frac{P_{nII}}{\xi RT_{nII}} = \frac{3 \cdot 10^5}{1 \cdot 287 \cdot 313} = 2,69 \text{ кг/м}^3.$$

Коефіцієнти продуктивності ступенів

$$\lambda_i = \lambda_{O_i} \cdot \lambda_{P_i} \cdot \lambda_{T_i} \cdot \lambda_{\Gamma_i} - v_{K_i}.$$

а) об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_{O_i} = 1 - a_i \left(\frac{\xi_{iI}}{\xi_{iII}} \cdot \dot{V}_i^{\frac{1}{m_i}} - 1 \right),$$

де $a_i = a_I + 0,01 \cdot (i - 1)$ – відносна величина мертвого простору i -ої ступені;

$a_I = (0,05 \dots 0,08) = 0,06$ – відносний мертвий простір I ступені.

$a_{II} = 0,065 + 0,01 \cdot (2 - 1) = 0,07$ – відносний мертвий простір II ступені.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

ξ_{ni}, ξ_{ki} – коефіцієнти стисливості при початковому та кінцевому тиску в ступені.

$$\lambda_{OI} = 1 - 0,06 \cdot \left(1 \cdot 3^{\frac{1}{1,275}} - 1 \right) = 0,918;$$

$$\lambda_{OII} = 1 - 0,07 \cdot \left(1 \cdot 3^{\frac{1}{1,295}} - 1 \right) = 0,904.$$

б) коефіцієнт дроселювання ступенів

$$\lambda_{Pi} = 1 - \frac{1 + a_i}{n_i \cdot \lambda_{Oi}} \cdot \chi_{li},$$

де $n_i = 1,4$ – показник політропи на початку процесу стиснення;

$\chi_{li} = 0,8^{(i-1)} \cdot \chi_{lI}$ – відносні втрати тиску на всмоктуванні у i -й ступені;

$\chi_{lI} = (0,03 \dots 0,07) = 0,05$ – відносні втрати тиску на всмоктуванні у I ступені.

Тоді відносні втрати тиску на всмоктуванні у II ступені

$$\chi_{lII} = 0,8^1 \cdot 0,05 = 0,04.$$

Коефіцієнт дроселювання I і II ступені

$$\lambda_{PI} = 1 - \frac{1 + 0,06}{1,4 \cdot 0,918} \cdot 0,05 = 0,964;$$

$$\lambda_{PII} = 1 - \frac{1 + 0,07}{1,4 \cdot 0,904} \cdot 0,026 = 0,982.$$

в) коефіцієнт підігріву ступенів

$$\lambda_{Ti} = 0,985 - C_i \cdot (P_{CT} - 1),$$

де $C_i = (0,007 \dots 0,015)$ – дослідна величина, що має менші значення для ступенів компресора великої продуктивності з водяним охолодженням.

$$\lambda_{TI} = 0,985 - 0,01 \cdot (3 - 1) = 0,965;$$

$$\lambda_{TII} = 0,985 - 0,008 \cdot (3 - 1) = 0,969.$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

г) відносна величина втрати продуктивності при конденсації водяної пари в теплообміннику після I ступені

$$v_{kl} = \frac{\psi \cdot p_{nn}}{p_{nl} - \psi \cdot p_{nn}} \cdot \frac{R}{R_{en}}$$

де $\psi = 0,6$ – відносна вологість газу, що стискається, за умов всмоктування;

$p_{nn} = 2332 \text{ Па}$ – тиск насиченої пари води при температурі всмоктування в першу ступінь $T_{nl} = 298 \text{ K}$;

$R_{en} = 462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – питома газова постійна водяна пара.

$$v_{kl} = \frac{0,6 \cdot 2332}{0,1 \cdot 10^6 - 0,2332} \cdot \frac{287}{462} = 0,009;$$

$$v_{klI} = 0,009$$

Коефіцієнти герметичності ступенів компресора попередньо задаються в межах $\lambda_{Gi} = (0,95 - 0,98)$, де менші значення відповідають послідовним ступеням.

$$\lambda_{GI} = 0,97;$$

$$\lambda_{GII} = 0,96.$$

Коефіцієнти продуктивності ступенів

$$\lambda_I = 0,918 \cdot 0,965 \cdot 0,955 \cdot 0,97 - 0,009 = 0,848;$$

$$\lambda_{II} = 0,904 \cdot 0,980 \cdot 0,969 \cdot 0,96 - 0,009 = 0,824.$$

3.4 Визначення розмірів та вибір бази компресора

Діаметри циліндрів ступенів компресора

$$D_i = \sqrt{\frac{4\bar{M}}{\pi \cdot S \cdot n \cdot \rho_{ni} \cdot \lambda_i \cdot j_i}},$$

де \bar{M} – масова продуктивність компресора, що визначається за заданими початковими умовами;

S – хід поршня;

n – частота обертів;

j_i – число циліндрів ступені.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Вибираємо базу V10-2, у якій $p_{\text{дон}} = 10 \text{кН}$, $n = 25$, $S = 0,075 \text{м}$.

$$D_I = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,097}{\pi \cdot 0,075 \cdot 25 \cdot 1,169 \cdot 0,848}} = 0,181 \text{ м}.$$

Приймаємо по [1] найближче стандартне значення $D_I = 0,180 \text{ м}$.

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,097}{\pi \cdot 0,075 \cdot 25 \cdot 2,69 \cdot 0,824 \cdot 1}} = 0,120 \text{ м}$$

Приймаємо по [1] найближче стандартне значення $D_{II} = 0,120 \text{ м}$.

Максимальні газові сили у рядах компресора

$$P_{\text{макс}i} = p_{ki} \cdot F_{ki},$$

де $F_{ki} = \frac{\pi D_i^2}{4}$ – площа поршня з боку кришки i -ої ступені.

$$F_{kI} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,025 \text{ м}^2;$$

$$P_{\text{макс}I} = 3 \cdot 10^5 \cdot 0,0025 = 7,63 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_{kII} = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} = 0,0113 \text{ м}^2;$$

$$P_{\text{макс}II} = 9 \cdot 10^5 \cdot 0,0113 = 10 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Повинна виконуватись умова

$$P_{\text{макс}i} = (0,9 \dots 1,11) p_{\text{дон}},$$

де $p_{\text{дон}} = 10000 \text{ Н}$ – допустиме зусилля у рядах обраної бази.

$$P_{\text{макс}I} = 7,63 \cdot 10^3 \text{ Н} < 0,9 \cdot p_{\text{дон}} = 9000 \text{ Н},$$

$$P_{\text{макс}II} = 10000 \text{ Н} < 1,11 \cdot p_{\text{дон}} = 11000 \text{ Н}.$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

4 ВИБІР КЛАПАНІВ

4.1 Розрахунок втрат енергії у клапанах

Вихідні дані:

Діаметри циліндрів: $D_I = 0,180 \text{ м}$; $D_{II} = 0,12 \text{ м}$.

Температура всмоктування: $T_{нI} = 298 \text{ К}$; $T_{нII} = 313 \text{ К}$.

Тиск нагнітання: $p_{кI} = 0,3 \text{ МПа}$; $p_{кII} = 0,9 \text{ МПа}$;

Об'ємний коефіцієнт: $\lambda_{оI} = 0,918$; $\lambda_{оII} = 0,904$;

Відносні втрати тиску на всмоктуванні: $\chi_{1I} = 0,05$; $\chi_{1II} = 0,026$;

Відносні втрати тиску на нагнітаннях: $\chi_{2I} = 0,026$; $\chi_{2II} = 0,01$;

Еквівалентні показники політропи стиснення: $n_{эI} = 1,34$; $n_{эII} = 1,36$.

Втрати потужності на всмоктуванні та нагнітаннях ступенів

$$\Delta N_{есI} = \chi_{1I} \cdot p_{нI} \cdot V_{нI} \cdot \lambda_{оI} = 0,05 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,897 = 106,4 \text{ Вт},$$

де $V_{нI} = F_{нI} \cdot S \cdot n = \frac{\pi D_I^2}{4} \cdot S \cdot n = \frac{\pi \cdot 0,180^2}{4} \cdot 0,075 \cdot 25 = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ – описаний об'єм першої ступені.

$$\Delta N_{есII} = \chi_{1II} \cdot p_{нII} \cdot V_{нII} \cdot \lambda_{оII} = 0,026 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,021 \cdot 0,904 = 148 \text{ Вт},$$

де $V_{нII} = F_{нII} \cdot S \cdot n = \frac{\pi D_{II}^2}{4} \cdot S \cdot n = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} \cdot 0,075 \cdot 25 = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}$ – описаний об'єм другої ступені.

$$\Delta N_{нI} = \chi_{2I} \cdot p_{кI} \cdot V_{нI} \cdot \lambda_{оI} = 0,026 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,918 = 358 \text{ Вт};$$

$$\Delta N_{нII} = \chi_{2II} \cdot p_{кII} \cdot V_{нII} \cdot \lambda_{оII} = 0,01 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,021 \cdot 0,904 = 170,8 \text{ Вт}.$$

Сумарні втрати потужності в клапанах i -ої ступені

$$\Delta N_i = \Delta N_{есi} + \Delta N_{ні};$$

$$\Delta N_I = 229,5 + 358 = 587,5 \text{ Вт};$$

$$\Delta N_{II} = 148 + 170,8 = 318,8 \text{ Вт}.$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Номінальна індикаторна потужність ступенів

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{номI}} &= p_{\text{нI}} \cdot V_{\text{нI}} \cdot \lambda_{\text{оI}} \cdot \frac{n_{\text{эI}}}{n_{\text{эI}} - 1} \left(\Pi_{\text{I}}^{n_{\text{эI}}} - 1 \right) = \\ &= 1 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,918 \cdot \frac{1,34}{1,34 - 1} \cdot \left(3^{\frac{1,34-1}{1,34}} - 1 \right) = 5976 \text{ Вт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{номII}} &= p_{\text{нII}} \cdot V_{\text{нII}} \cdot \lambda_{\text{оII}} \cdot \frac{n_{\text{эII}}}{n_{\text{эII}} - 1} \left(\Pi_{\text{I}}^{n_{\text{эII}}} - 1 \right) = \\ &= 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,021 \cdot 0,904 \cdot \frac{1,36}{1,36 - 1} \cdot \left(3^{\frac{1,36-1}{1,36}} - 1 \right) = 8976 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Відносні втрати енергії в клапанах сходів

$$\frac{\Delta N_{\text{I}}}{\Delta N_{\text{номI}}} = \chi_{\text{клI}} = \frac{587,5}{5976} = 0,098;$$

$$\frac{\Delta N_{\text{II}}}{\Delta N_{\text{номII}}} = \chi_{\text{клII}} = \frac{318,8}{8976} = 0,036.$$

Критерій швидкості потоку визначаємо за [2] залежно від величини $\chi_{\text{кл}}$ и Π : $M_{\text{всI}} = 0,22$; $M_{\text{всII}} = 0,22$.

Швидкість звуку в каналах всмоктувальних та нагнітальних клапанів

$$C_{\text{всI}} = \sqrt{k \cdot \xi_{\text{нI}} \cdot R \cdot T_{\text{нI}}}; \quad C_{\text{нI}} = \sqrt{k \cdot \xi_{\text{кI}} \cdot R \cdot T_{\text{кI}}}.$$

$$C_{\text{всI}} = \sqrt{1,4 \cdot 1 \cdot 287 \cdot 298} = 346 \text{ м/с};$$

$$C_{\text{всII}} = \sqrt{1,4 \cdot 1 \cdot 287 \cdot 313} = 354,6 \text{ м/с};$$

$$C_{\text{нI}} = \sqrt{1,4 \cdot 1 \cdot 287 \cdot 393,5} = 397,6 \text{ м/с};$$

$$C_{\text{нII}} = \sqrt{1,4 \cdot 1 \cdot 287 \cdot 418,8} = 410 \text{ м/с}.$$

Умовна швидкість руху газу в клапанах

$$C_{\text{клI}}^{\text{вс}} = M'_{\text{всI}} \cdot C_{\text{всI}}; \quad C_{\text{клI}}^{\text{н}} = M'_{\text{всI}} \cdot C_{\text{нI}}.$$

$$C_{\text{клI}}^{\text{вс}} = 0,22 \cdot 346 = 76,1 \text{ м/с}; \quad C_{\text{клI}}^{\text{н}} = 0,22 \cdot 397,6 = 87,5 \text{ м/с};$$

$$C_{\text{клII}}^{\text{вс}} = 0,22 \cdot 354,6 = 78,0 \text{ м/с}; \quad C_{\text{клII}}^{\text{н}} = 0,22 \cdot 410 = 90,2 \text{ м/с}.$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Еквівалентна площа у щілині клапана

$$\Phi_{\text{екв}i}^{\text{вс}} = F_{ni} \cdot \frac{2 \cdot S \cdot n}{C_{\text{кли}}^{\text{вс}}}; \quad \Phi_{\text{екв}i}^{\text{н}} = F_{ni} \cdot \frac{2 \cdot S \cdot n}{C_{\text{кли}}^{\text{н}}}.$$

$$\Phi_{\text{екв}I}^{\text{вс}} = 0,025 \cdot \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 25}{76,2} = 0,00123 \text{ м}^2;$$

$$\Phi_{\text{екв}II}^{\text{вс}} = 0,0113 \cdot \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 25}{78,0} = 0,00052 \text{ м}^2;$$

$$\Phi_{\text{екв}I}^{\text{н}} = 0,025 \cdot \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 25}{87,5} = 0,00107 \text{ м}^2;$$

$$\Phi_{\text{екв}II}^{\text{н}} = 0,0113 \cdot \frac{2 \cdot 0,075 \cdot 25}{90,2} = 0,00045 \text{ м}^2.$$

Перепад тиску в клапанах:

$$\Delta p_{\text{кли}} = p_{\text{ки}} - p_{\text{ни}};$$

$$\Delta p_{\text{кли}I} = 0,3 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6 = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{\text{кли}II} = 0,9 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot 10^6 = 0,6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

4.2 Вибір клапанів

Вибір клапанів проводиться за [2] залежно від величини $\Phi_{\text{екв}}$ та $\Delta p_{\text{кли}}$ з урахуванням D_I и D_{II} .

Вибираємо стрічковий комбінований клапан, тому що стисливий газ не вибухонебезпечний, не вогнебезпечний і не є отруйним, що допускає його витік в атмосферу.

Стрічкові комбіновані клапани типу ЛК встановлюються на перших та других щаблях стиснення поршневих компресорів простої дії з частотою обертання валу до 25 с^{-1} . Вони складаються з сідел, у яких є проходи для газу у вигляді прямокутних довгастих отворів, та обмежувачів підйому з осередками для встановлення пластини-пружини.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

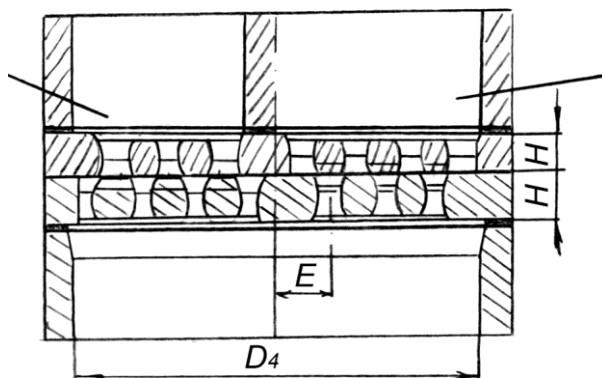


Рисунок 4.1. Схема стрічкового клапана

Для I ступені та II ступені приймаємо клапани ЛК 180-Б и ЛК 110-В відповідно. Їх геометричні характеристики у наведені таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Характеристика клапанів

Ступінь	$\Phi_{\text{экв}}^{\text{вс}}$, см ²	$\Phi_{\text{экв}}^{\text{н}}$, см ²	$V_{\text{м}}$, см ³	l , мм	l' , мм	h_2 , мм	h'_2 , мм	$S_{\text{вс}}$, мм	$S'_{\text{вс}}$, мм	$S_{\text{н}}$, мм	$S'_{\text{н}}$, мм	H , мм
I	19,5	13,6	176	68	90	2	4	0,22	0,3	0,3	0,4	16
II	10	7,6	63	90	100	2,5	3,5	0,22	0,3	0,3	0,5	16

5 ПЕРЕВІРОЧНИЙ ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Метою розрахунку є уточнення проміжних тисків між ступенями стиснення, ступенями підвищення тиску за ступенями, роботою та потужністю компресора. Виконується після виконання варіантного розрахунку та вибору клапанів.

Уточнення параметрів газу, що стискається, по ступеням проводиться у зв'язку з округленням діаметрів, врахуванням втрати тиску в клапанах, уточненням обсягу мертвого простору, врахуванням втрат тиску в теплообмінниках, враховуючи умови охолодження циліндрів, витікання і перетікання газу через клапани.

5.1 Розрахунок проміжних тисків

Розрахунок ведеться з умови зміни масової витрати через ступені, через нещільність і випадання вологи в проміжних теплообмінниках

$$\bar{M}_i = \bar{M} \cdot \sum_{i=1}^z (1 - v_{ki} - v_{ri}),$$

де \bar{M}_i – масова витрата на всмоктуванні i -ої ступені;

v_{ki}, v_{ri} – відносна втрата продуктивності при конденсації парів у теплообміннику i -ої ступені та через нещільність i -ої ступені відповідно.

Проміжний тиск

$$p_{n(i+1)}^* = p_{ni}^* \frac{D_i^2 \cdot \lambda_i}{D_{(i+1)}^2 \cdot \lambda_{(i+1)}} \cdot \frac{\xi_{n(i+1)} \cdot T_{n(i+1)}}{\xi_{ni} \cdot T_{ni}} \cdot (1 - v_{ki} - v_{ri}),$$

де $T_{ni}, T_{n(i+1)}$ – температура всмоктуваного газу щаблів;

$\lambda_i, \lambda_{(i+1)}$ – коефіцієнти продуктивності ступеня;

$p_{ni}^* = p_{ni} (1 - \chi_{li})$ – дійсний тиск всмоктування;

χ_{li} – відносні втрати тиску на всмоктуванні i -ої ступені;

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$p_{нI}^* = 0,1 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,05) = 95 \text{ кПа};$$

$$p_{нII}^* = 0,3 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,026) = 292,2 \text{ кПа}.$$

$$v_{ki} = 0,009; v_{ri} = 0,04.$$

$$p_{нпр}^* = 95000 \cdot \frac{0,18^2 \cdot 0,848}{0,12^2 \cdot 0,824} \cdot \frac{313}{298} \cdot (1 - 0,09 - 0,04) = 219,727 \text{ кПа}.$$

Дійсні ступеня підвищення тиску в щаблях

$$\pi_i^* = \frac{p_{ki}^*}{p_{ni}^*},$$

де $p_{ki}^* = p_{ki} (1 + \chi_{2i})$ – дійсний тиск нагнітання i -ої ступені.

$$p_{кI}^* = 0,3 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,026) = 292,2 \text{ кПа};$$

$$p_{кII}^* = 0,9 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,05) = 855 \text{ кПа};$$

$$\pi_I^* = \frac{292,2}{95} = 3,08;$$

$$\pi_{II}^* = \frac{855}{292,2} = 3,07.$$

Визначаємо дійсний обсяг мертвого простору

$$V_{mi} = V_{li} + V_{2i} + V_{3i} + V_{4i},$$

де $V_{li} = \frac{\pi \cdot D_i^2 \cdot h}{4}$ – об'єм лінійного мертвого простору; тут величина

$h = (1,5 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – лінійний мертвий простір. Приймаємо його значення

$h = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

$$V_{Ii} = \frac{3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{4} = 5,08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$V_{IIi} = \frac{3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{4} = 2,26 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$V_{2i} = \pi \cdot D_i \cdot b \cdot \delta$ – об'єм мертвого простору до першого поршневого кільця; $b = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – відстань до першого поршневого кільця,

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

приймаємо $b = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\delta = (0,8 - 1,2) D_i \cdot 10^{-3} = D_i \cdot 10^{-3}$ – зазор між поршнем та циліндром.

$$V_{2I} = 3,14 \cdot 0,18 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} = 1,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$V_{2II} = 3,14 \cdot 0,12 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} = 6,79 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

V_{3i} – об'єм мертвого простору в каналах клапанів,
 $V_{3I} = 69 \text{ см}^3 = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $V_{3II} = 22 \text{ см}^3 = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

V_{4i} – об'єм мертвого простору під'єднувальних клапанів, для стрічкових комбінованих клапанів $V_{4i} = 0$.

$$V_{mI} = 5,08 \cdot 10^{-5} + 1,53 \cdot 10^{-6} + 6,9 \cdot 10^{-5} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$V_{mII} = 2,26 \cdot 10^{-5} + 6,79 \cdot 10^{-7} + 2,22 \cdot 10^{-5} = 4,55 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

5.2 Визначення індикаторної потужності компресора

Індикаторна потужність компресора

$$N_u = \sum_{i=1}^z N_{ui}.$$

Індикаторна потужність i -ої ступені

$$N_{ui} = p_{ni} \cdot (1 - \chi_{li}) \cdot \bar{V}_{hi} \left((1 + a_i) \cdot A_{ci} + a_i \cdot \Pi_{yi}^{\frac{1}{m_i}} \cdot A_{pi} \right),$$

де $\pi_{yI} = 3,08$; $\pi_{yII} = 3,07$;

$\bar{V}_{hi} = \frac{\pi \cdot D_i^2 \cdot S \cdot n}{4}$ секундна теоретична продуктивність ступеня

$$\bar{V}_{hI} = \frac{3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,075 \cdot 25}{4} = 0,05 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\bar{V}_{hII} = \frac{3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 0,075 \cdot 25}{4} = 0,021 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}.$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$a_i = V_{mi} / V_{hi}$ – відносні величини мертвих просторів після уточнення

$$a_I = \frac{1,2 \cdot 10^{-4}}{0,05} \cdot 25 = 0,6; \quad a_{II} = \frac{4,55 \cdot 10^{-5}}{0,021} \cdot 25 = 0,054.$$

A_{ci}, A_{pi} – величини, що визначаються за формулами

$$A_{ci} = \frac{n_i}{n_i - 1} \cdot \left(\Pi_{yi}^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right); \quad A_{pi} = \frac{m_i}{m_i - 1} \cdot \left(\Pi_{yi}^{\frac{m_i-1}{m_i}} - 1 \right);$$

$$A_{cI} = \frac{1,34}{1,34 - 1} \cdot \left(3,08^{\frac{1,34-1}{1,34}} - 1 \right) = 1,302;$$

$$A_{cII} = \frac{1,36}{1,36 - 1} \cdot \left(3,07^{\frac{1,36-1}{1,36}} - 1 \right) = 1,277;$$

$$A_{pI} = \frac{1,275}{1,275 - 1} \cdot \left(3,08^{\frac{1,275-1}{1,275}} - 1 \right) = 1,273;$$

$$A_{pII} = \frac{1,295}{1,295 - 1} \cdot \left(3,07^{\frac{1,295-1}{1,295}} - 1 \right) = 1,277;$$

$$N_{ul} = 1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,05) \cdot 0,05 \cdot \left((1 + 0,06) \cdot 1,302 - 0,06 \cdot 3,08^{\frac{1}{1,275}} \cdot 1,273 \right) = 5,7 \text{ кВт};$$

$$N_{uII} = 0,3 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,026) \cdot 0,021 \cdot \left((1 + 0,054) \cdot 1,31 - 0,054 \cdot 3,07^{\frac{1}{1,295}} \cdot 1,277 \right) = 5,06 \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_u = \sum_{i=1}^z N_{ui} = N_{ul} + N_{uII} = (5,7 + 5,06) \cdot 2 = 21,1 \text{ кВт}.$$

5.3 Визначення потужності споживаної компресором та вибір двигуна

Визначення потужності споживаної компресором ведеться за рівнянням

$$N_k = \frac{N_u}{\eta_{mex}},$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

де $\eta_{мех} = 0,8$ – механічний коефіцієнт корисної дії.

$$N_{к} = \frac{21,1}{0,8} = 26,4 \text{ кВт}.$$

Ізотермічний коефіцієнт корисної дії компресора

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{к}},$$

де $N_{из} = p_{нл} \cdot \bar{V}_e \cdot \ln \pi$ – ізотермічна потужність компресора

$$N_{из} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot (5/60) \cdot \ln 9 = 18,3 \text{ кВт}.$$

$$\eta_{изи} = 18,3/26,4 = 0,7 \text{ – індикаторний;}$$

$$\eta_{изк} = 18,3/21,1 = 0,86 \text{ – компресора.}$$

Двигун вибирається за каталогами залежно від номінальної потужності компресора, швидкості обертання валу компресора. Запас потужності має становити 15-25 %.

При потужності компресора $N_{к} = 26,4 \text{ кВт}$. Вибираємо двигун серії 4А трифазний асинхронний короткозамкнений (при синхронній частоті обертання 1500 об/хв), кліматичне виконання У, загального застосування [4]. Характеристика двигуна зведена до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Характеристика двигуна

Серія, тип	$N_n, \text{ кВт}$	$n_2, \text{ об / хв}$	ККД, %
4А180М4	30	1470	91

6 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТА ВРІВНОВАЖЕННЯ КОМПРЕСОРА

Вихідні дані:

Діаметри циліндрів: $D_I = 0,18 \text{ м}$; $D_{II} = 0,12 \text{ м}$.

Радіус кривошипу: $R = S/2 = 0,075/2 = 0,0375 \text{ м}$;

Частота обертання валу: $n = 1500 \text{ об/хв}$;

Відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна:

$$\lambda = R/L = 0,0375/0,30 = 0,125;$$

Відносні величини мертвих просторів: $a_I = 0,06$; $a_{II} = 0,054$;

Показники політроп стиснення: $n_I = 1,34$; $n_{II} = 1,36$;

Показники політроп розширення: $m_I = 1,275$; $m_{II} = 1,295$;

Індикаторна потужність: $N_{ul} = 5,7 \text{ кВт}$; $N_{uII} = 5,06 \text{ кВт}$;

Механічний коефіцієнт корисної дії: $\eta_{\text{мех}} = 0,85$.

6.1 Визначення рухомих мас компресора

Маса зворотно-поступально рухомих частин

$$m_s = m_n + \frac{1}{3} \cdot m_{ul} = 6,15 + \frac{1}{3} \cdot 3 = 6,15 \text{ кг};$$

$$m_{nI} = V_{nI} \cdot \rho_{nI} = 1,36 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5 \cdot 10^3 = 6,12 \text{ кг},$$

де $V_{nI} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ – об'єм поршня I ступені;

$\rho_{nI} = 4,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – щільність алюмінієвого сплаву поршня.

$$m_{nII} = V_{nII} \cdot \rho_{nII} = 8,58 \cdot 10^{-4} \cdot 7,2 \cdot 10^3 = 6,18 \text{ кг},$$

де $V_{nII} = 8,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ – об'єм поршня II ступені;

$\rho_{nII} = 7,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – щільність чавуну поршня II ступені;

$m_{ul} = 3,0 \text{ кг}$ – маса шатуна.

Маса обертових частин.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		22

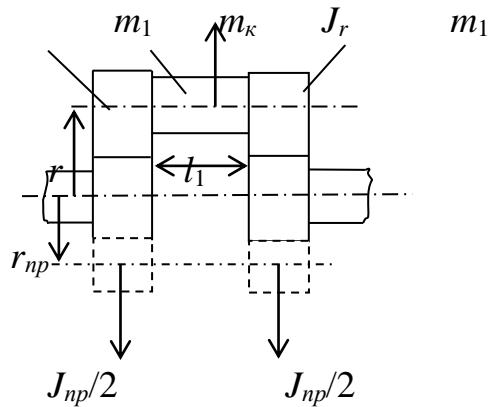


Рисунок 6.1. Схема колінчастого валу

$$m_r = m_k + 2 \cdot m_1 + \frac{2}{3} \cdot m_u \cdot 2,$$

де m_k – маса коліна валу;

$$m_k = \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot l_1 + \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot l_2 \cdot 2 \right) \cdot \rho =$$

$$= \left(\frac{\pi \cdot 0,070^2}{4} \cdot 0,085 + \frac{\pi \cdot 0,078^2}{4} \cdot 0,055 \cdot 2 \right) \cdot 7850 = 6,78 \text{ кг};$$

$m_1 = 0,138 \text{ кг}$ – неврівноважені маси валу;

$m_u = 3,0 \text{ кг}$ – маса шатуна.

$$m_r = 6,78 + 2 \cdot 0,138 + \frac{2}{3} \cdot 3,0 \cdot 2 = 11 \text{ кг}.$$

Неврівноважування маси колінчастого валу, що обертається, і частини шатунів створюють неврівноважені сили інерції, що діють на вал у площині кривошипу:

$$J_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 = m_{np}^r \cdot r_{np} \cdot \omega^2;$$

$$m_r \cdot r = m_{np}^r \cdot r_{np}.$$

Сила інерції J_r легко може бути врівноважена двома однаковими противагами, закріпленими на щоках колінчастого валу, з боку протилежної шийки.

Якщо $r = 0,0325 \text{ м}$, а $r_{np} = 0,075 \text{ м}$, то маса противаг буде

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$m_{np}^r = \frac{m_r \cdot r}{r_{np}} = \frac{11 \cdot 0,0325}{0,075} = 4,7 \text{ кг.}$$

6.2 Розрахунок маховика.

Зусилля на шатунну шийку валу визначаємо за формулою

$$R_{шат} = J + Z \text{ – результати динамічного розрахунку.}$$

Розрахунок маси маховика ведемо за діаграмою сумарних тангенціальних сил від кута повороту колінчастого валу.

Визначаємо необхідний момент інерції маховика:

$$I_m = \frac{|\Delta L|}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta},$$

де $|\Delta L|$ - абсолютне значення зміни енергії маховика за один оберт валу.

$$|\Delta L| = f_{max} \cdot \mu_T \cdot \mu_{от} \cdot R$$

f_{max} – площа, найбільшою із майданчиків, обмежених T_{cp} та кривої T_{Σ} , $f_{max} = 2479,36 \text{ мм}^2$.

μ_T – масштаб тангенціальних зусиль, $3,125 \text{ кН/мм}$;

$\mu_{от}$ – масштаб кута $1,9$.

$$|\Delta L| = 2479,36 \cdot 1,9 \cdot 3,125 \cdot 0,0375 = 552 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}$ – ступінь нерівномірності обертання.

Для асинхронних двигунів $\delta = 1/80$, тоді

$$I_m = \frac{552 \cdot 10^3 \cdot 80}{(2 \cdot 3,14 \cdot 25)^2} = 1791,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Визначаємо номінальний момент двигуна:

$$M_H = 9,55 \frac{P_{H.д.}}{n_H} = 9,55 \frac{30000}{1500} = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент інерції двигуна визначаємо із співвідношення:

$$I_{дв.} = 2,2 \cdot M_H = 2,2 \cdot 191 = 420,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції двигуна в 4 рази менший за момент інерції маховика, отже, потреба в установці додаткового маховика є.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

7 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

7.1 Розрахунок клапана II ступені

Сідлообмежувачі клапанів сприймають згинальний момент, що виникає під тиском газу і діє у вертикальній площині [3]. При цьому виникає напруга [3]

$$\sigma_{из} = \frac{24M_{из}}{4b - 3b_0 - h} = 3(p_n - p_{вс}) \cdot \frac{b}{4b - 3b_0 - h} \cdot \left(\frac{d_1 + a}{H} \right)^2,$$

де $d_1 = 110 \text{ мм}$ – під діаметр циліндра;

$p_n, p_{вс}$ – тиску нагнітання та всмоктування;

$b = 0,01 \text{ м}$ – ширина проходів у сідлі клапана;

$b_0 = 0,005 \text{ м}$ – глибина осередків сідла;

$h = 0,0011 \text{ м}$ – хід пластин (прогин);

$a = 0,003 \text{ м}$ – ширина ущільнюючої кромки клапана;

$H = 0,01 \text{ м}$ – висота сідла.

Тоді

$$\sigma_{из} = 3 \cdot (1,1 - 0,332) \cdot \frac{0,01}{4 \cdot 0,01 - 3 \cdot 0,005 - 0,0011} \cdot \left(\frac{0,11 + 0,003}{0,01} \right)^2 = 123 \text{ МПа}.$$

Допустиме значення напруги для сталі 150 МПа.

7.2 Розрахунок на міцність стінок циліндрів

Циліндри мають бути досить жорсткими. Їх деформація посилює знос робочої поверхні дзеркала циліндра, поршня та поршневих кілець.

Визначення стінок литих циліндрів не піддається точному розрахунку. Існують емпіричні залежності, отримані досвідченим шляхом, але гарантують достатню міцність та жорсткість циліндра.

Товщина стінки циліндра розраховується в залежності від величини максимального тиску, що діє на неї:

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$S = \frac{D \cdot p}{2 \cdot [\sigma_p]} + 0,005,$$

де $[\sigma_p]$ – напруга розтягування, що допускається.

Для чавуну $[\sigma_p] = 15 \dots 18 \text{ МПа}$.

Для I ступені

$$S_I = \frac{0,18 \cdot 0,3}{2 \cdot 16} + 0,005 = 0,0067 \text{ м} < 0,01 \text{ м};$$

Для II ступені

$$S_{II} = \frac{0,12 \cdot 0,9}{2 \cdot 16} + 0,005 = 0,0084 \text{ м} < 0,01 \text{ м}.$$

7.3 Розрахунок на міцність шийки валу

Розрахунок на міцність шийки валу виробляють за найбільшим питомим тиском K_{\max} . Воно визначається за максимальною реакцією R_{\max} від сумарної дії всіх прикладених до підшипника сил, включаючи сили інерції

$$K_{\max} = \frac{R_{\max}}{l \cdot d},$$

де $d = 0,065 \text{ м}$ – діаметр валу;

$l = 0,09 \text{ м}$ – довжина підшипника (робоча);

R_{\max} – максимальне значення зусилля на нижню головку шатуна.

$R_{\max I} = 10,68 \text{ кН}$, $R_{\max II} = 9,8 \text{ кН}$ (див. додаток Б)

$$K_{\max I} = \frac{10,68}{0,09 \cdot 0,065} = 1,8 \text{ МПа} < 5 \text{ МПа} = [K_{\max}];$$

$$K_{\max II} = \frac{9,8}{0,09 \cdot 0,065} = 1,675 \text{ МПа} < 5 \text{ МПа} = [K_{\max}].$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

7.4 Розрахунок розмірів шатунного болта

Шатунні болти служать для кріплення знімної кришки до стрижня шатуна та є найбільш відповідальними деталями механізму руху. Їхній розрив може призвести до найбільш небезпечних, важких аварій, аж до повного виходу компресора з ладу.

Діаметр болта приймаємо з розрахунку $d = (0,18...0,25)D$,

де D – діаметр шийки валу.

Визначення перерізу болта f_{σ} за внутрішнім діаметром різьби виробляють, розраховуючи його на дію статичної сили P_{\max}

$$f_{\sigma} = \frac{P_{\max}}{Z[\sigma_p]},$$

де $Z = 2$ – кількість шатунних болтів;

P_{\max} – сила інерції у верхній мертвій точці, $P_{\max I} = 5,53 \text{ кН}$,
 $P_{\max II} = 6,19 \text{ кН}$ (див. додаток Б);

$[\sigma_p] = 70 \text{ МПа}$ – напруга розтягування, що допускається.

Для I и II ступені

$$f_{\sigma I} = \frac{5,53}{2 \cdot 70000} = 3,95 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$f_{\sigma II} = \frac{6,19}{2 \cdot 70000} = 4,42 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

З певних площ знаходимо діаметри болтів

$$d_I = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\sigma I}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,95 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\sigma II}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,42 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо стандартний болт М16.

Сила затягування шатунного болта має контролюватись. Її слід вибирати із залежності

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$T_{зат} = (2,5...3,0) \cdot \frac{P_{max}}{Z};$$

$$T_{затI} = 2,7 \cdot \frac{5,53}{2} = 7,46 \text{ кН};$$

$$T_{затII} = 2,7 \cdot \frac{6,19}{2} = 8,36 \text{ кН}.$$

Гайки фіксуються в положенні відповідно до заданої сили затяжки.
Матеріал шатунних болтів 40Х.

7.5 Розрахунок на міцність поршневого пальця

Максимальний питомий тиск на палець

$$K_{max} = \frac{P_{max}}{d \cdot l} \leq 12...15 \text{ МПа},$$

де $l = 1,2 \cdot d$ – довжина шатунного підшипника;

$d = 0,04 \text{ м}$ – діаметр поршневого пальця.

Для I и II ступені

$$K_{max} = \frac{5,53}{1,2 \cdot 0,04^2} = 2,2 \text{ МПа} \leq 12 \text{ МПа};$$

$$K_{max} = \frac{6,19}{1,2 \cdot 0,04^2} = 3,22 \text{ МПа} \leq 12 \text{ МПа}.$$

7.6 Розрахунок на міцність стінок поршня

Стінки поршнів розраховуються на вигин від тиску газу при нагнітанні за наступною залежністю

$$\sigma_{изг} = 0,68 \cdot P \frac{r^2}{S^2} \leq [\sigma_{изг}],$$

де P – тиск нагнітання;

r – радіус поршня;

S – товщина днища поршня.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

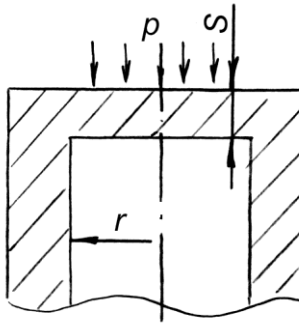


Рисунок 7.1. Схема дії сил на стінки поршня

Для I и II ступені

$$\sigma_{узгI} = 0,68 \cdot 0,347 \cdot \frac{0,084^2}{0,01^2} = 16,68 \text{ МПа} < 18 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{узгII} = 0,68 \cdot 1,1 \cdot \frac{0,032^2}{0,016^2} = 2,99 \text{ МПа} < 18 \text{ МПа} .$$

Розрахунковий питомий тиск на бічну поверхню поршня

$$K_{\max} = \frac{N_{\max}}{D \cdot H'} \leq 0,15 \div 0,35 \text{ МПа} ,$$

де N_{\max} – нормальна складова сили, що діє на шатун;

D – діаметр циліндра;

H' – висота поршня за вирахуванням сумарної висоти кілець.

$$H'_{I} = 0,061 \text{ м} , H'_{II} = 0,058 \text{ м} .$$

Для I и II ступені

$$K_{\max I} = \frac{0,751}{0,18 \cdot 0,061} = 0,068 \text{ МПа} < 0,35 \text{ МПа} ;$$

$$K_{\max II} = \frac{0,931}{0,12 \cdot 0,058} = 0,134 \text{ МПа} < 0,35 \text{ МПа} .$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Основними небезпечними потенційними факторами при роботі компресора можуть бути: вибухонебезпечність, пожежонебезпека, ураження електричним струмом. До шкідливих потенційних факторів відносять шум при роботі агрегату, вібрація.

Протипожежний захист повинен забезпечуватися: засобами пожежогасіння, автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння, засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

У виробничому приміщенні застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного обладнання. Діелектричні властивості CO₂ дозволяють використовувати дані вогнегасника у разі неможливості знеструмлення агрегату.

Шкідливі фактори погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а за тривалого впливу можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня та тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

Обладнання повинно відповідати встановленим вимогам технічної безпеки, загальним правилам вибухо- та пожежної безпеки виробничих комплексів, правилам устрою та безпечній експлуатації повітряних або газових компресорів.

Основні небезпечні та шкідливі фактори компресорного обладнання:

- обертів частини;
- дія предметів, що розлітаються внаслідок вибуху, або від значних статичних та динамічних навантажень (тиск газу чи повітря, статичні та циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора та трубопроводів;

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

- віброшумовий вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (за наявності витоків газу та викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих;
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання, при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Під час роботи компресорної установки слід контролювати:

- а) тиск і температуру стисненого газу після кожного ступеня стиснення;
- б) температуру стисненого газу після холодильників;
- в) безперервність надходження в компресори та холодильники охолоджувальної води;
- г) температуру охолоджуючої води, що надходить і виходить із системи охолодження за точками;
- д) тиск і температуру олії в системі мастила;
- е) величину струму статора, а при синхронному електроприводі - струму ротора електродвигуна;
- ж) правильність дії лубрикаторів та рівень олії в них. Показання приладів через встановлені інструкцією проміжки часу, але не рідше ніж за дві години, повинні реєструватися в журналі обліку роботи компресора.

Застосування відкритого вогню у приміщенні компресорної станції не допускається. Виробництво монтажних та ремонтних робіт із застосуванням відкритого вогню та електрозварювання в приміщенні компресорної станції проводиться відповідно до вимог нормативно-технічної документації на проведення цих робіт.

Повітропроводи та газопроводи слід укладати з ухилом 0,005 у бік лінійних водовідділювачів. Слід виключати утворення застійних зон та ділянок, де можуть накопичуватися конденсат або олія.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води та олії, слід встановлювати лінійні водовідділювачі з автоматичним або ручним продуванням, доступні для обслуговування.

Усі пристрої для видалення масла, що скупчуються в повітропроводі, необхідно регулярно перевіряти обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв відігрів їх дозволяється проводити гарячою водою, паром або гарячим повітрям. Застосування для цього відкритого джерела вогню не допускається.

Виробничий шум. Інтенсивний шум на виробництві сприяє зниженню уваги та збільшенню числа помилок при виконанні роботи, виключно сильний вплив надає шум на швидкість реакції, збір інформації та аналітичні процеси, через шум знижується продуктивність праці та погіршується якість роботи. Шум ускладнює своєчасну реакцію працюючих на попереджувальні сигнали внутрішньоцехового транспорту (автонавантажувачів, мостових кранів тощо), що сприяє виникненню нещасних випадків на виробництві.

Шум з рівнем звукового тиску до 30...25 дБ звичний для людини і не турбує його. Підвищення цього рівня до 40...75 дБ в умовах довкілля створює додаткове навантаження на нервову систему, викликаючи погіршення самопочуття і при тривалій дії може бути причиною неврозів. Вплив шуму рівнем вище 75 дБ може призвести до втрати слуху. При дії шуму високих рівнів (більше 140 дБ) можливий розрив барабанних перетинок, контузія, а при ще більших (більше 160 дБ) і смерть.

За одиницю вимірювання рівня інтенсивності звуку прийнято децибел (дБ). Діапазон звуків, що сприймаються органом слуху людини, укладається в 130 дБ.

Вимірювання рівнів шуму виробляють шумомірами, що мають три частотні характеристики (А, В і С). Однаковий за інтенсивністю звук, але з різними частотами, відчувається людиною по-різному. Звук із вищою частотою сприймаємось як гучніший і неприємніший. Характеристика А

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

імітує криву чутливості вуха людини і дозволяє проводити орієнтовну оцінку «шкідливості» шуму.

За тимчасовими характеристиками шуми діляться на постійні (рівень звуку за робочий день не змінюється за часом більш ніж на 5 дБА) і непостійні (що коливаються, переривчасті та імпульсні).

Характеристичністю постійного шуму на робочих місцях є рівень звукового тиску в октавних смугах частот. Для орієнтовної оцінки постійного шуму допускається застосування рівня звуку, що вимірюється за шкалою «А» шумоміра (дБА).

Нормованою характеристикою непостійного шуму є еквівалентний (по енергії) рівень звуку, що визначається розрахунком (в дБА). Загальні вимоги» при тривалій безперервній роботі компресорів не має перевищувати 85 дБ за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів щодо зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна зробити шляхом: розміщення компресорів у звукоізоляційній камері; застосування віброізолюючих основ будівельних конструкцій будівлі компресорної станції; застосування звукоізолюючих прокладок у місцях з'єднання компресора з повітропроводами та іншими частинами, а також спеціальних глушників на повітропроводах продування судин та вихлопу повітря в атмосферу; установки металевих щитів у фільтрів всмоктування повітря; покриття глушників, стін та дахів у приміщенні компресорної станції звукопоглинаючими матеріалами.

Вібрація – це малі механічні коливання, що у пружних тілах, що під впливом змінного фізичного поля. Вплив вібрації на людину класифікують: 1) за способом передачі коливань: загальна та локальна; 2) у напрямку дії вібрації: вертикальна та горизонтальна; 3) за тимчасовою характеристикою вібрації: постійна та непостійна.

Вібрація характеризується амплітудою (швидкістю, прискоренням) та частотою. Людина приймає вібрацію через опорну поверхню (від підлоги,

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

стілця), через руки (від інструмента). Шкідлива дія вібрації поширюється на весь організм. Особливо небезпечна вібрація при частотах, що збігаються або близьких до резонансних частот різних органів тіла.

Джерелами виникнення вібрації є: неврівноважені обертові маси агрегату; удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли); дефекти та розбортаності з'єднань окремих частин машини.

Вібробезпека має забезпечуватися: дотриманням правил та умов експлуатації; підтриманням належного технічного стану машини; своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів; застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

При підвищенні частот коливань понад 0,7 Гц можливі резонансні коливання органів людини. Резонанс людського тіла, окремих органів настає під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів із частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташовується в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних – 1,5...2,0 Гц. Вібраційна патологія стоїть на другому місці (після пилових) серед професійних захворювань. При вплив на організм загальної вібрації страждає насамперед нервова система та аналізатори: вестибюлярний, зоровий.

Вібрація викликає запаморочення, розлад координації рухів, симптоми заколисування, вестибуловегетативна нестійкість. Порушення зорової функції проявляється зниженням та випаданням окремих ділянок поля зору, зниженням гостроти зору, іноді до 40%, суб'єктивно потемнінням в очах.

Локальна вібрація викликає спазми судин кисті, передпліч, порушуючи постачання кінцівок кров'ю. Одночасно коливання впливають на нервові закінчення, м'язові та кісткові тканини, викликають зниження шкірної чутливості, відкладення солей у суглобах пальців, деформуючи та зменшуючи рухливість суглобів..

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Як фактори, що впливають на ступінь і характер несприятливого впливу, повинні враховуватися: ризик прояву різних патологій, аж до професійної вібраційної хвороби; показники фізичного навантаження та нервово-емоційної напруги; вплив супутніх факторів, що посилюють вплив вібрації (охолодження, вологість, шум тощо); тривалість та перервність впливу вібрацій; тривалість робочої зміни.

Для зменшення вібрації та шуму передбачаються наступні заходи: обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів та швидкість руху повітря; вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізолюючі фундаменти; фундаменти під компресори та їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення; вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітропроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры: Учеб. Пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности "Холодильные и компрессорные машины и установки".– Л.: Машиностроение, 1987.– 372 с., ил.
2. Френкель М. И. Поршневые компрессоры.– 3 изд. перераб. и дополн.– Л.: Машиностроение, 1969.– 744 с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.– М.: Высшая школа, 1991.– 430 с.
4. Справочник по энергетическим машинам: 62 т/ Под общ. ред. И.П. Копылова и В.К. Клокова.– М.: Энергоиздат, 1988.– 456 с.
5. Компресорні станції транспортних засобів: навч. посіб. / В. Х. Далека, М. А. Голтв'янський, А. В. Коваленко, В. І. Скуріхін; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х: ХНУМГ, 2014. – 128 с.
6. Компресорні установки: навч. посібник / М.В. Холоменюк – Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 51 с.
7. Пластинин П.И. Теория и расчёт поршневых компрессоров, Москва, Агропромиздат, 1987.
8. Пластинин П.И., Поршневые компрессоры. Том 1.- М. „Колос”, 2000, 455 с.
9. Водяницька Н.І. Поршневі компресори: навч. посіб. – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій, 2013. – 87 с.
10. ДСТ 12.0.003-74*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		36