

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Розроблення ротаційної пластинчастої машини
зі змінною геометрією робочих органів»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

С. М. Якименко

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 69 с., 12 рис., 8 табл., 27 бібліографічних джерел.

Тема роботи: «Розроблення ротаційної пластинчастої машини зі змінною геометрією робочих органів».

У дослідницькому розділі поставлені задачі дослідження і виконано теоретичне дослідження впливу кількості пластин на характеристики ротаційної пластинчастої машини.

У конструкторському розділі виконані: тепловий розрахунок машини; розрахунок системи газорозподілу; розрахунок основних розмірів і параметрів машини; розрахунок індикаторної, споживаної потужності; потужності, що витрачається на тертя; розрахунки на міцність циліндра, ротора, валу, пластини; розрахунок торцевого ущільнення валу; перевірочний розрахунок підшипників.

У розділі охорони праці виконано аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі ротаційної пластинчастої машини, виконано розрахунок занулення електрообладнання та розглянуті питання безпеки в надзвичайних ситуаціях.

В економічному розділі розрахована річна економія електроенергії у споживача на одну машину.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Дослідницький розділ.....	9
1.1. Стан питання та загальні відомості.....	9
1.2. Постановка завдання дослідження.....	10
1.3. Розрахункові дослідження.....	11
1.4. Висновки.....	16
2. Конструкторський розділ.....	17
2.1. Вихідні дані.....	17
2.2. Визначення основних розмірів машини.....	17
2.3. Розрахунок системи газорозподілу.....	20
2.4. Визначення індикаторної потужності, що витрачається в ротаційній пластинчастій машині.....	21
2.5. Розрахунок потужності, що витрачається на тертя в ротаційній пластинчастій машині.....	22
2.6. Розрахунок споживаної потужності ротаційної пластинчастої машини і вибір електродвигуна.....	27
2.7. Розрахунки на міцність основних деталей машини.....	28
2.7.1. Розрахунок циліндра.....	28
2.7.2. Розрахунок ротора.....	28
2.7.3. Розрахунок валу.....	31
2.7.4. Розрахунок пластини.....	34
2.8. Розрахунок торцевого ущільнення валу.....	40
2.9. Розрахунок підшипників.....	43
3. Економічний розділ.....	45
4. Розділ охорони праці.....	48
4.1. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори.....	48
4.2. Розрахунок занулення.....	63
4.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	67
Список бібліографічних джерел.....	68

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Якименко</i>				<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Шарапов</i>				4	69	
<i>Н. контр.</i>	<i>Шарапов</i>				<i>СумДУ, гр. ХКмз-91с</i>		
<i>Затв.</i>	<i>Ванєєв</i>						

*Розроблення ротаційної
пластинчастої машини
зі змінною геометрією
робочих органів
Пояснювальна записка*

ВСТУП

Вакуумна техніка широко використовується в різних галузях промисловості (наприклад, в електротехнічній, електронній, хімічній, металургійній, медичній, харчовій). Для здійснення технологічних процесів або забезпечення роботи установок різного цільового призначення (термообробки, переплавки металів і сплавів, нанесення тонких плівок, електронно-променевого і дифузійного зварювання, випарних апаратів, мас-спектрометрії та ін.), а також в кріогенних установках і установках для імітації космічних умов, прискорювачах елементарних частинок [1]. Якщо машиною відсмоктується газ з тиску нижче атмосферного, а тиск нагнітання приблизно дорівнює атмосферному, то такі машини називаються вакуум-насосами [2].

Вакуумні насоси використовують для відкачування повітря і неагресивних газів в металургії, хімії і нафтохімії, будівельній техніці, сільському господарстві, а також на транспорті або в установках для транспортування сипучих матеріалів, сушіння бетонних покриттів, в доїльних установках, а також в вакуумних системах загального призначення. Газ до надходження в насос повинен бути очищений від механічних домішок і краплинної вологи, щоб уникнути забруднення мастильного матеріалу і прискорення зношування сполучених деталей.

Ротаційні пластинчасті вакуумні насоси відрізняються простотою конструкції і обслуговування, швидкохідністю, можливістю безпосереднього з'єднання з двигуном, хорошою урівноваженістю. Недоліком цих насосів є відносно високе внутрішнє перетікання газу і механічні втрати [1]. Перевагами ротаційних машин є невелика площа і малий обсяг приміщення, необхідного для їх розміщення. Для приводів ротаційних машин досить мати двигуни з невеликим пусковим моментом, так як під час пуску потрібно подолати інерцію невеликих мас.

					ХКз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Ротаційний пластинчастий вакуумний насос (рис. В1) має циліндр 1, в якому обертається ексцентрично розташований ротор 2, що має кілька поздовжніх радіальних або нахилених глибоких пазів. У цих пазах вкладені пластини 3. Ці пластини при обертанні ротора своїми зовнішніми краями ковзають по внутрішньому діаметру циліндра і притискаються до нього відцентровими силами. Простір серповидного перерізу між циліндром 1 і ротором 2, який обмежений з торців кришками, розділений пластинами на комірки різної величини. Від місця, де ротор майже торкається циліндра, до місця діаметрально протилежного об'єм комірок збільшується, і в комірці починає всмоктуватися газ через вікно 4 в циліндрі. Після досягнення коміркою максимального об'єму комірка і вікно роз'єднуються, об'єм комірок починає зменшуватися, і вміщений в них газ стискається. Стиснення

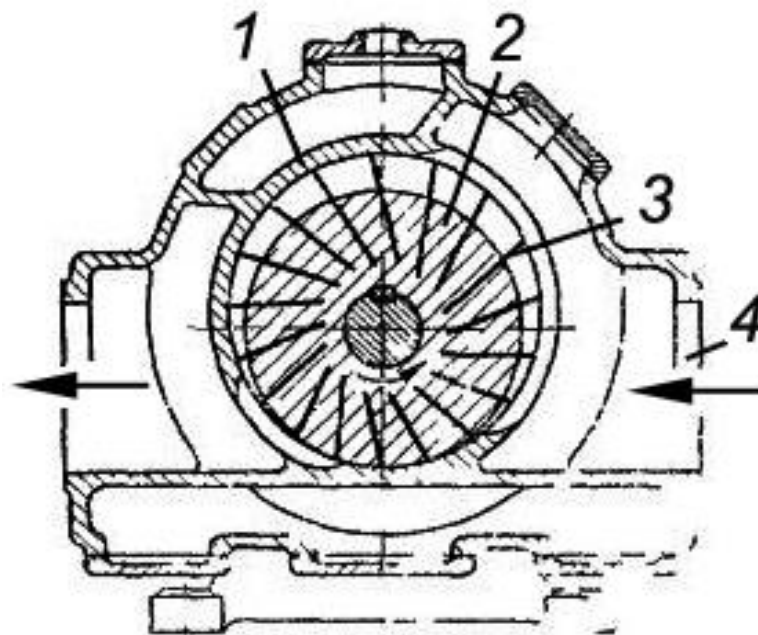


Рисунок В1 –Ротаційний пластинчастий вакуумний насос

в комірці закінчується в момент переходу передньої пластини (у напрямку обертання) верхньої кромки нагнітального вікна, при цьому відкривається вихід газу в нагнітальний патрубок. З подальшим зменшенням комірці газ продовжує виходити в нагнітальне вікно до того моменту, поки задня

					ХКз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

пластина комірки не перейде через нижню кромку нагнітального вікна. Герметичність нагнітального простору по відношенню до всмоктувального залежить від ряду факторів: від зазору між ротором і циліндром в місці їх максимального наближення, від числа пластин, що розділяють ці простори, та від зазору між ротором і кришками циліндра.

У машин малої потужності і з невеликою швидкістю обертання відцентрової сили не вистачає для ущільнення пластин, і тому пластини додатково притискаються до циліндра спіральними пружинами.

Ротаційні пластинчасті вакуумні насоси поділяють на насоси, що працюють з мастильним матеріалом і без нього. Масло, що подається в робочу порожнину насоса, зменшує втрати на тертя, ущільнює робочі зазори і охолоджує газ, що стискається.

Для насосів, що працюють з мастильним матеріалом в робочій порожнині, пластини виготовляють зі сталі 85, текстоліту ПТ-7, склотекстоліта СТ-1, СТЭФ-1, а для насосів, що працюють без мастильного матеріалу, – з неметалічних самозмащувальних матеріалів, наприклад графіту УГ-20к, АГ-1500-Б-83, антифрикційної фторопластової композиції ФКУ-7 та ін.

Робоча порожнина ротаційного пластинчастого вакуумного насосу без перепуску газу (рис. В2) не герметична. Робочий процес насоса в значній мірі залежить від внутрішніх перетікань газу і зовнішніх натікань повітря, теплообміну, гідравлічних втрат і перевального об'єму. Внутрішні перетікання газу у всмоктувальну порожнину так само, як і зовнішні натікання з атмосфери через сальник і нещільності між корпусом і кришками в циліндр насоса, знижують його швидкість дії. У початковий момент стиснення газу, коли тиск в робочій комірці низький, кількість газу, що перетікає з інших комірок з більш високим тиском, перевищує кількість газу, що витікає з комірки. Тому тиск газу в робочій комірці буде зростати швидше, ніж в теоретичному випадку при відсутності перетікань. При

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						7
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

подальшому процесі стиснення зменшується приплив газу в комірку, але зростає кількість газу, що витікає. Отже, маса газу в робочій комірці в процесі стиснення не залишається постійною.

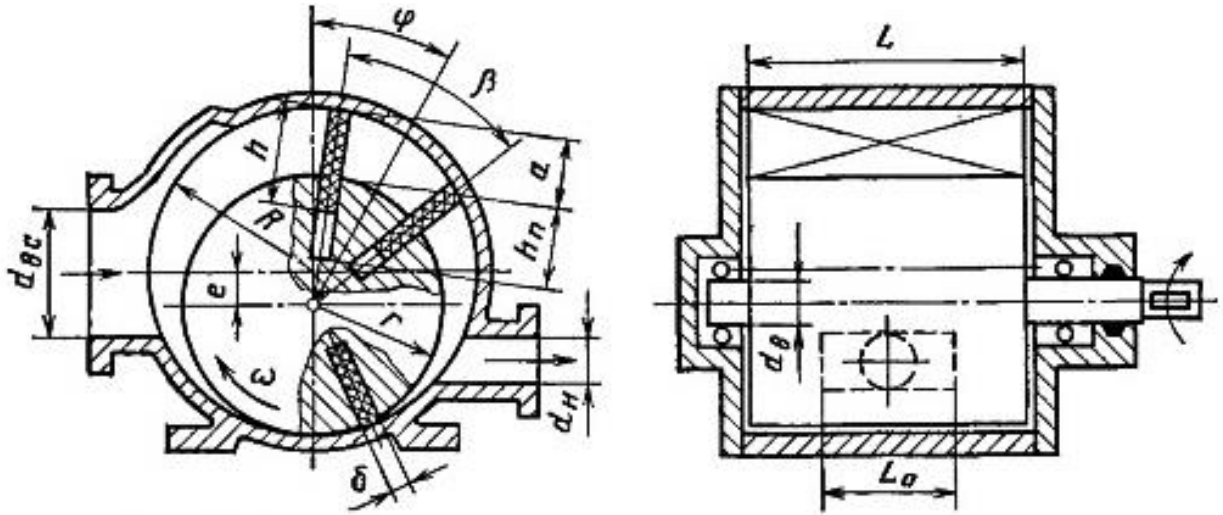


Рисунок В2 – Конструктивна схема насоса

Всмоктування газу супроводжується підвищенням його температури, бо він торкається більш нагрітих деталей насоса (ротора, пластин). Температура газу, який нагнітається, що визначається політропічним процесом стиснення, вища, ніж температура ротора і пластин. Таким чином, кількість теплоти, що підводиться і відводиться в процесі стиснення газу, безперервно змінюється. Теплообмін газу з робочими органами викликає підвищення споживаної потужності.

						<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			8

1. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

1.1. Стан питання та загальні відомості

Пластинчасті ротаційні машини знайшли широке застосування на пересувних компресорних станціях завдяки своїй врівноваженості і надійності в експлуатації в зв'язку з відсутністю клапанів, а також простоті обслуговування і виготовлення. Крім того, їм не потрібен ресивер у зв'язку з рівномірністю подачі робочого тіла.

Їх слабкою ланкою є пластини, термін служби яких залежить від властивостей їх матеріалу і зазвичай не перевищує 1500 годин безперервної роботи. Разом з тим, пластини є одним з основних робочих органів, оскільки поділяють робочу порожнину між ротором і корпусом на комірки змінного обсягу, при цьому число пластин z дорівнює числу робочих комірок. Матеріал і кількість пластин визначають швидкохідність машини, її об'ємні та енергетичні характеристики, а також вимоги до чистоти робочого газу від механічних домішок і краплинної вологи.

Чим більша кількість пластин, тим більш рівномірна подача газу, а шум, який створюється машиною, більш високочастотний. Зі збільшенням числа пластин z також зменшуються внутрішні перетікання газу і різниця тисків Δp між сусідніми комірками, що збільшує продуктивність машини і зменшує навантаження на виступаючу з ротора частину пластин від перепаду тисків Δp , а машина стає більш врівноваженою.

З іншого боку, зменшується сумарна геометрична площа робочих осередків через захаращення її пластинами, збільшується потужність на тертя пластин о корпус і в пазах ротора, збільшується знос внутрішньої стінки корпусу, а також трудомісткість виготовлення пазів в роторі.

					ХКз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Зі зменшенням числа пластин захаращення робочих комірок пластинами зменшується, зменшується потужність на тертя пластин о корпус і в пазах ротора, зменшується знос внутрішньої стінки корпусу, машина стає менш врівноваженою, подача газу не така рівномірна, навантаження на частини пластин, що виступають з ротора, підвищується, як і їх знос, що також зменшує термін служби пластин.

Таким чином, існує оптимальне число пластин z_{opt} , при якому енергетичні та об'ємні характеристики машини стануть найбільш оптимальними. Як правило, величина z_{opt} визначається експериментально, що потребує великих витрат ресурсів і часу на дослідження і доведення машини в умовах її виробництва.

1.2. Постановка завдання дослідження

У цій магістерській роботі вирішується завдання визначення оптимального числа пластин пластинчастої ротаційної машини, при якому сумарна геометрична площа комірок насоса з урахуванням товщини пластин буде найбільшою, що відповідає максимуму теоретичної продуктивності машини. Завдання буде вирішуватися шляхом аналізу залежності геометричної площі робочих комірок $F_h'^*$ від числа пластин z .

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						<i>10</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Максимальна площа комірки F_h , м²

$$F_h = \frac{F'_h}{z} = \frac{4\pi eR}{z} = \bar{\lambda} R^2 \left(\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2} \right). \quad (1.2)$$

Площа максимальної комірки F_h^* , м², з урахуванням товщини виступаючої частини пластин дорівнює

$$F_h^* = F_h - \delta \cdot a, \quad (1.3)$$

де δ – товщина пластини, м;

a – частина пластини, що виступає з ротора, м.

$$a = e \cdot \left(1 + \cos \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin^2 \frac{\beta}{2} \right), \quad (1.4)$$

Схема для розрахунку перерізу комірки з урахуванням товщини пластин наведена на рис. 1.2.

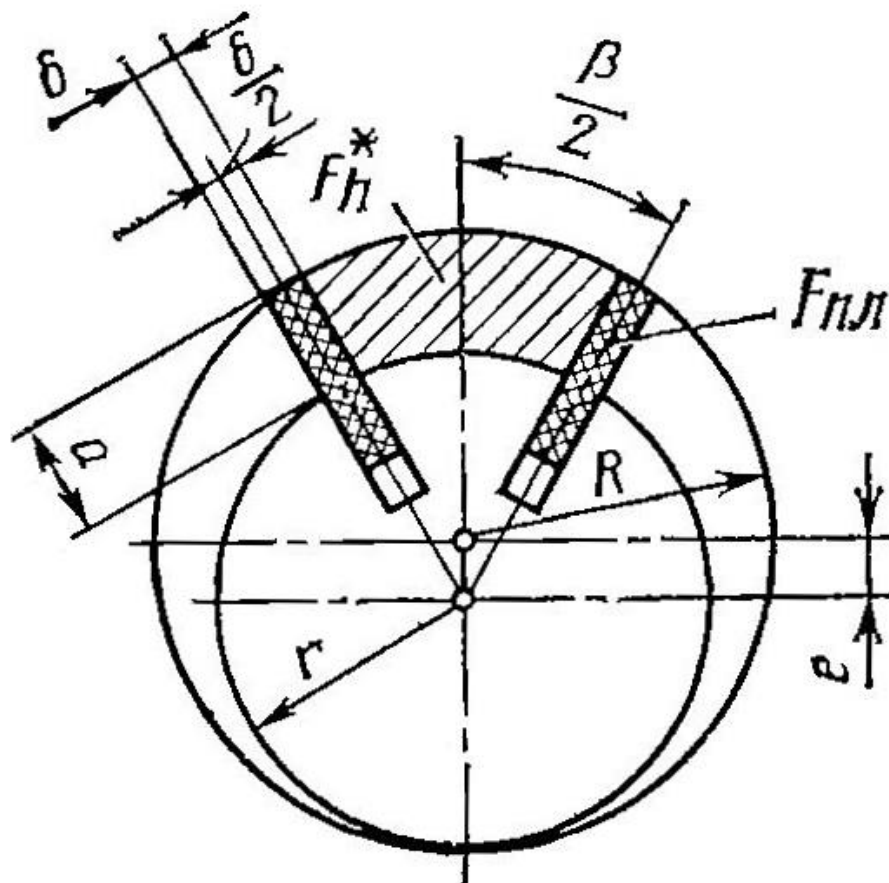


Рисунок 1.2 – Схема для розрахунку перерізу комірки з урахуванням товщини пластин

При великій кількості пластин ($z \geq 12$) приймають $a \approx 2e$.

Тоді $F_h^* = F_h - 2e\delta$, м².

Сумарна площа комірок F_h^* , м², за один оборот ротора з урахуванням товщини пластин

$$F_h'^* = F_h^* \cdot z = 4\pi eR - 2e\delta z. \quad (1.5)$$

З формули (1.5) випливає, що сумарна площа комірок $F_h'^*$ з урахуванням площі, що займають пластини, чисельно дорівнює площі кільця з середнім радіусом R і товщиною $2e$ за вирахуванням площі, яку займають виступаючі частини всіх пластин, тобто $F_{nl}' = 2e\delta z$.

Таким чином, з урахуванням формул (1.2) та (1.5)

$$F_h'^* = F_h^* \cdot z = \underbrace{\bar{\lambda} R^2 \left(\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda} \beta}{2} \right)}_1 z - \frac{2e\delta z}{2} \quad (1.6)$$

Розіклавши в ряд Тейлора формули $\sin \beta$ і $\sin \frac{\beta}{2}$ та взявши перші два члена ряду, матимемо

$$\sin \beta \approx \beta - \frac{\beta^3}{3!} = \frac{2\pi}{z} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \right),$$

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{\beta}{2} - \frac{1}{3!} \left(\frac{\beta}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{z} \left(1 - \frac{\pi^2}{6z^2} \right).$$

Підставивши їх в попередній вираз, отримаємо

$$F_h'^* = \bar{\lambda} R^2 \left[\frac{2\pi}{z} + \frac{2\pi}{z} \left(1 - \frac{\pi^2}{6z^2} \right) + \frac{\pi \bar{\lambda}}{z} \left(1 - \frac{\pi^2}{3z^2} \right) \right] z - 2e\delta z. \quad (1.7)$$

При $z = z_{opt}$ сумарна площа комірок $F_h'^*$ буде максимальною.

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Продиференціюємо останню формулу (1.7) і отримаємо

$$\frac{dF_h'^*}{dz} = \frac{\bar{\lambda} R^2 \pi^3}{3z_{opt}^3} \cdot (2\bar{\lambda} + 1) - \delta e = 0 \quad (1.8)$$

Оптимальне число пластин дорівнює

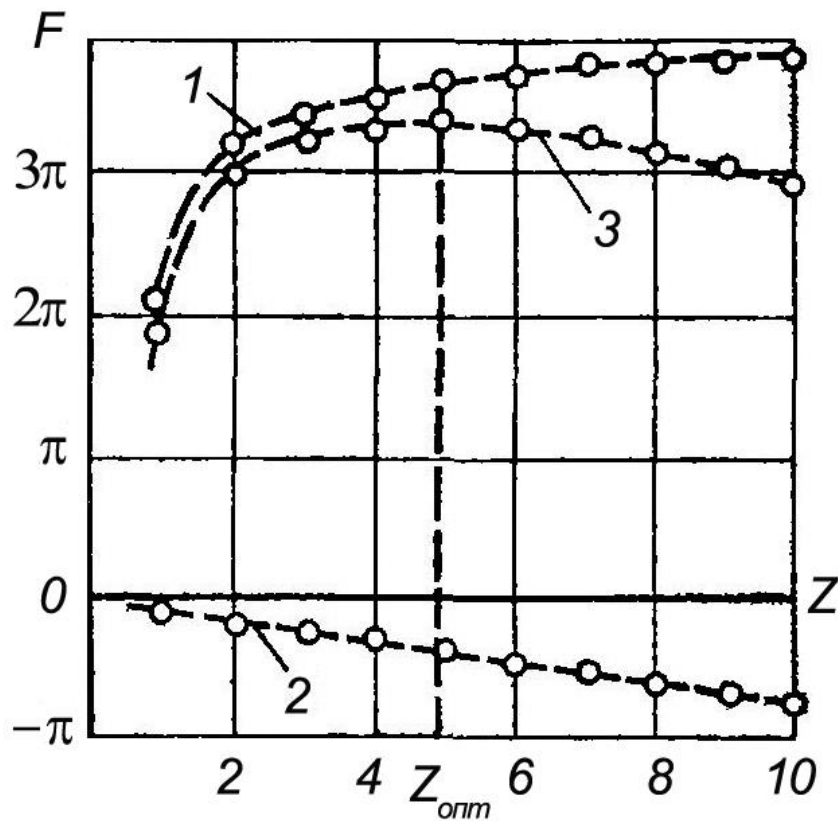
$$z_{opt} = \pi \sqrt{\frac{R(2\bar{\lambda} + 1)}{3\delta}} \quad (1.9)$$

Графічну залежність відповідно до правої частини формули (1.6) представимо у вигляді суми двох кривих. Перша крива $F_h = f(z)$ описується першим доданком в правій частині $\left(\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2} \right) z$, а друга крива $2e\delta z = f(z)$ описується другим доданком у правій частині формули (1.6).

Таким чином, приймаючи для спрощення $\bar{\lambda} = 0,2$, кут комірки $\beta = \frac{2\pi}{z}$, а добуток $2\delta e = 0,08\pi$, будуємо таблицю 1.1.

Таблиця 1.1

z	1	2	4	6	8	10
F_h	$1,8\pi$	$3,1\pi$	$3,7\pi$	$3,8\pi$	$3,9\pi$	$3,9\pi$
$2e\delta z$	$-0,08\pi$	$-0,16\pi$	$-0,32\pi$	$-0,48\pi$	$-0,64\pi$	$-0,8\pi$
$F_h'^*$	$1,72\pi$	$2,94\pi$	$3,38\pi$	$3,32\pi$	$3,26\pi$	$3,1\pi$



$$1) F_h = f(z); \quad 2) 2e\delta z = f(z); \quad 3) F_h^{r*} = f(z)$$

Рисунок 1.3

З графічної залежності $F_h^{r*} = f(z)$ (крива 3) видно, що при $z_{opt} = 5$ має місце явно виражений максимум (рис. 1.3).

Даний розрахунок по оптимізації числа пластин не враховує вплив числа пластин на внутрішні перетікання газу в машині та на потужність тертя пластин.

З формули (1.9) видно, що величина z_{opt} залежить від відносного ексцентриситету $\bar{\lambda}$ і відносної товщини пластини $\frac{\delta}{R}$. Зі збільшенням $\frac{\delta}{R}$ величина z_{opt} зменшується, а зі збільшенням $\bar{\lambda}$ величина z_{opt} зростає.

1.4. Висновки

1. Об'ємні характеристики ротаційної пластинчастої машини, зокрема, сумарна геометрична площа комірок, залежать від таких геометричних параметрів, як відносний ексцентриситет $\bar{\lambda}$, внутрішній радіус циліндра, кутовий розмір комірки $\beta = \frac{2\pi}{z}$, число пластин z , товщина пластин δ , ексцентриситет машини e та його відносна величина λ (формула 1.6).
2. Товщина пластин призводить до зменшення геометричної площі комірок машини F_h^* через захаращення її пластинами. Це зменшення залежить від ексцентриситету e і товщини пластин δ та лінійно залежить від числа пластин z , що враховується другим доданком формули (1.6).
3. Аналіз залежності $F_h^* = f(z)$ (рис. 1.3) показує, що вона має явно виражений максимум для числа пластин $z = z_{opt}$.
4. Аналіз формули (1.9) для оптимального числа пластин z_{opt} показує, що величина z_{opt} залежить від відносного ексцентриситету $\bar{\lambda} = \frac{e}{R}$ і відносної товщини пластини $\bar{\delta} = \frac{\delta}{R}$. Зі збільшенням $\bar{\delta}$ величина z_{opt} зменшується, а зі збільшенням $\bar{\lambda}$ величина z_{opt} зростає.
5. Величина z_{opt} , отримана в даній роботі, не враховує впливу числа пластин на внутрішні перетікання газу в машині і на потужність тертя пластин в пазах ротора та об внутрішню стінку корпусу.

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Вихідні дані

Найменування параметру	Значення
Робоче тіло	повітря
Об'ємна продуктивність, зведена до умов всмоктування $V_d, м^3/с$	0,1
Тиск всмоктування $p_{вс}, кПа$	10
Температура всмоктування, $T_{вс}, К$	290
Тиск нагнітання $p_n, кПа$	100
Витрата масла, що подається в машину, кг/год	0,15
Витрата охолоджуючої води, $м^3/год$	0,35
Матеріал пластин	Склотекстоліт СТ-1
Розвантажувальні кільця та перепуск повітря	немає
Кут нахилу пластин ψ , град	15

2.2. Визначення основних розмірів машини

Зовнішнє відношення тисків в машині

$$\pi_n = \frac{p_n}{p_{вс}} = \frac{100}{10} = 10.$$

Коефіцієнт подачі машини

$$\lambda = 1 - a \cdot \pi_n,$$

де $a = 0,03$ – коефіцієнт, що приймається в залежності від режиму роботи машини [3], с. 5

$$\lambda = 1 - 0,03 \cdot 10 = 0,7.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		17

Швидкість ковзання кінців склотекстолітових пластин по внутрішній поверхні циліндра ротаційної пластинчастої машини дорівнює $U = 11 \dots 15 \text{ м/с}$ [1], с. 62.

Вона приймається рівною $U = 12,8 \text{ м/с}$.

Відносна довжина ротора дорівнює в межах $K_L = \frac{L}{R_y} = 3 \dots 5$.

Задається коефіцієнт довжини $K_L = 4,94$ [1], с. 48.

Попередньо приймається число пластин в машині $z = 8$, [1], с. 48.

Коефіцієнт C , що враховує вплив числа пластин на продуктивність, при $z = 8$ буде дорівнювати 12,37 [1], с. 90.

Відносний ексцентриситет ротаційної пластинчастої машини знаходиться в межах $\bar{e} = 0,1 \dots 0,15$ [1], с. 48.

Приймається відносний ексцентриситет машини таким, що дорівнює $\bar{e} = \frac{e}{R_y} = 0,159$.

Внутрішній радіус циліндра ротаційної пластинчастої машини визначається за формулою [1], с. 54

$$R = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot V_T}{C \cdot \bar{e} \cdot K_L \cdot U}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot V_d}{C \cdot \lambda \cdot \bar{e} \cdot K_L \cdot U}} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 0,1}{12,37 \cdot 0,7 \cdot 0,159 \cdot 4,94 \cdot 12,8}} = 0,085 \text{ м}.$$

Довжина ротора

$$l = K_L \cdot R_y = 4,94 \cdot 0,085 = 0,42 \text{ м}.$$

Ексцентриситет машини

$$e = \bar{e} \cdot R_y = 0,159 \cdot 0,085 = 0,0135 \text{ м}.$$

Радіус ротора

$$r = R_y - e = 0,085 - 0,0135 = 0,0715 \text{ м}.$$

Перевіряється правильність завдання числа пластин.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Приймається відносна товщина пластин

$$\bar{\delta}_{nl} = \frac{\delta_{nl}}{R_{\psi}} = 0,07.$$

Тоді товщина пластин дорівнює

$$\delta_{nl} = \bar{\delta}_{nl} \cdot R_{\psi} = 0,07 \cdot 0,085 = 0,006 \text{ м.}$$

Оптимальне число пластин визначається згідно формули [1], с. 47

$$z_{opt} = \pi \sqrt[3]{\frac{R_{\psi} (2\bar{e} + 1)}{3 \cdot \delta_{nl}}} = \pi \sqrt[3]{\frac{0,085 \cdot (2 \cdot 0,159 + 1)}{3 \cdot 0,006}} = 5,77.$$

Таким чином, попередньо прийняте число пластин $z = 8$ досить близьке до оптимального значення.

Довжина пластини дорівнює довжині ротора

$$l_{nl} = l = 0,42 \text{ м.}$$

Приймається відносна ширина пластини $\bar{h}_{nl} = \frac{h_{nl}}{R_{\psi}} = 0,55$ [1], с. 89.

Тоді ширина пластини дорівнює

$$h_{nl} = \bar{h}_{nl} \cdot R_{\psi} = 0,55 \cdot 0,085 = 0,047 \text{ м.}$$

Густина матеріалу пластин становить $\rho_{nl} = 1500 \text{ кг/м}^3$ [1], с. 90.

Маса пластини

$$m_{nl} = \rho_{nl} \cdot \delta_{nl} \cdot h_{nl} \cdot l_{nl} = 1500 \cdot 0,006 \cdot 0,047 \cdot 0,42 = 0,176 \text{ кг.}$$

Частота обертання ротора

$$n = \frac{U}{2\pi R} = \frac{12,8}{2 \cdot \pi \cdot 0,085} = 24 \text{ с}^{-1}.$$

Кутова швидкість ротора дорівнює

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 24 = 150,72 \text{ с}^{-1}.$$

Кутовий розмір робочої комірки

$$\beta = \frac{2\pi}{z} = \frac{180 \cdot 2}{8} = 45^{\circ}$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.3. Розрахунок системи газорозподілу

Процес стиснення в ротаційній пластинчастій машині наближений до ізоентропного, тому показник політропи процесу стиснення n кількісно дорівнює показнику адіабати для повітря $k = 1,4$.

Максимальний кут стиснення δ_κ , що відповідає кінцевому тиску в робочій комірці p_n , дорівнює [1], с. 51

$$\delta_\kappa = \arccos \left[2 \left(\frac{p_{\text{вс}}}{p_n} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = \arccos \left[2 \left(\frac{10}{100} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right] = 127^\circ.$$

Кут δ_κ кутом відкриття нагнітального вікна.

Кут закриття нагнітального вікна

$$\delta_3 = 0,5\beta = 0,5 \cdot 45 = 22,5^\circ.$$

Кут закриття всмоктувального вікна

$$\delta_1 = 0,6\beta = 0,6 \cdot 45 = 27^\circ.$$

Кут відкриття всмоктувального вікна

$$\delta_4 = 2\beta - \delta_3 = 2 \cdot 45 - 22,5 = 67,5^\circ.$$

Температура повітря на нагнітанні машини

$$T_n = T_{\text{вс}} \cdot \left(\frac{p_n}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 290 \cdot \left(\frac{100}{10} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 565,5 \text{ K}.$$

Площі вікон ротаційної пластинчастої машини визначається за допустимими швидкостям повітря в них на всмоктуванні $[C_{\text{вс}}] = 15 \dots 30 \text{ м/с}$ і на нагнітанні $[C_n] = 20 \dots 40 \text{ м/с}$ [3], с. 11.

Площа вікна всмоктування при $[C_{\text{вс}}] = 30 \text{ м/с}$

$$F_{\text{вс}} = \frac{V_d}{[C_{\text{вс}}]} = \frac{0,1}{30} = 0,0033 \text{ м}^2.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Площа вікна нагнітання при $[C_n] = 40 \text{ м/с}$

$$F_n = \frac{V_d \cdot p_{ec} \cdot T_n}{[C_n] \cdot p_n \cdot T_{ec}} = \frac{0,1 \cdot 10 \cdot 565,5}{40 \cdot 100 \cdot 290} = 0,00048 \text{ м}^2.$$

Осьові розміри вікон ротаційної пластинчастої машини визначаються за відповідною площею вікна і його кутового розміру (різниці кутів закриття і відкриття).

Осьова ширина вікна всмоктування

$$b_{ec} = \frac{F_{ec}}{R_y \cdot [180^\circ - (\delta_1 + \delta_4)]} = \frac{0,0033 \cdot 180}{0,085 \cdot \pi \cdot [180^\circ - (67,5 + 27)]} = 0,0257 \text{ м}.$$

Осьова ширина вікна нагнітання

$$b_n = \frac{F_n}{R_y \cdot [180^\circ - (\delta_k + \delta_3)]} = \frac{0,00048 \cdot 180}{0,085 \cdot \pi \cdot [180^\circ - (127 + 22,5)]} = 0,0106 \text{ м}.$$

2.4. Визначення індикаторної потужності, що витрачається в ротаційній пластинчастій машині

Потужність машини при політропному стисненні повітря для розрахункового режиму її роботи.

Потужність на стиснення газу дорівнює

$$N_T = \frac{n}{n-1} \cdot p_{ec} \cdot V_e \cdot \left[\left(\frac{p_n}{p_{ec}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10 \cdot 0,1 \cdot \left[\left(\frac{100}{10} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 3,26 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт стиснення, що враховує збільшення індикаторної потужності машини в результаті внутрішніх перетоків газу при стисненні, дорівнює [1], с. 59

$$\zeta_{сж} = 1 + 0,12 \cdot \frac{\pi_n}{U} = 1 + 0,12 \cdot \frac{10}{12,8} = 1,094.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт дроселювання, що враховує підвищення індикаторної потужності машини через гідравлічні втрати на її нагнітанні, приймається таким, що дорівнює $\zeta_{op} = 1,02$ [1], с. 60.

Індикаторна потужність ротаційної пластинчастої машини дорівнює [1], с. 60

$$N_i = N_T \cdot \zeta_{сж} \cdot \zeta_{op} = 3,26 \cdot 1,094 \cdot 1,02 = 3,64 \text{ кВт}.$$

2.5. Розрахунок потужності, що витрачається на тертя в ротаційній пластинчастій машині

Потужність на тертя в ротаційній пластинчастої машині без розвантажувальних кілець

$$N_{mp} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \text{ Вт}$$

де $N_1 = \frac{z\mu_1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (|R_A| + |R_B|) v_{3/2} d\varphi$ – потужність на тертя пластин в пазах ротора;

$v_{3/2}$ – швидкість пластини відносно ротора, м/с;

R_A и R_B – реакції в опорних підшипниках ротора;

$\mu_1 = 0,08 \dots 0,1$ – коефіцієнт тертя пластини о паз ротора.

Потужність тертя пластин в пазах ротора

$$N_1 = N_{Пин} + N_{П\Delta p},$$

де $N_{Пин}$ – потужність, що витрачається на подолання сил тертя пластин в пазах ротора від сил інерції;

$N_{П\Delta p}$ – потужність, що витрачається на подолання сил тертя пластин в пазах ротора від різниці тисків в сусідніх робочих комірках.

Після інтегрування і перетворень інтегрального виразу отримуємо для потужності N_1

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\begin{aligned}
N_{\text{Пин}} &= \frac{4}{\pi} \cdot m_{\text{нл}} \cdot \omega^3 \cdot R_{\text{ц}}^2 \cdot \bar{e} \cdot z \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \frac{1 + \bar{e}}{1 - \bar{e}} \cdot \left\{ 1 - \frac{h}{2R_{\text{ц}}} + 2\bar{e}^2 - (1 - \bar{e})^2 \cdot \sin^2 \psi + \right. \\
&+ \left. \left[1 - \bar{e} \left(1 - \frac{h}{2R_{\text{ц}}} \right) \right] \cdot (1 - \bar{e}) \cdot \sin \psi \right\} = \frac{4}{\pi} \cdot 0,176 \cdot 150,72^3 \cdot 0,085^2 \cdot 0,159 \cdot 8 \cdot 0,1 \times \\
&\times 0,1 \cdot \frac{1 + 0,159}{1 - 0,159} \cdot \left\{ 1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085} + 2 \cdot 0,159^2 - (1 - 0,159)^2 \cdot \sin^2 15^\circ + \right. \\
&+ \left. \left[1 - 0,159 \left(1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085} \right) \right] \cdot (1 - 0,159) \cdot \sin 15^\circ \right\} = 89,4 \text{ Вт}.
\end{aligned}$$

Для ротаційної пластинчастої машини з радіальними пластинами при $\sin \psi = 0$ потужність $N_{\text{Пин}}$ буде дорівнювати

$$\begin{aligned}
N_{\text{Пин}} &= \frac{4}{\pi} \cdot m_{\text{нл}} \cdot \omega^3 \cdot R_{\text{ц}}^2 \cdot \bar{e} \cdot z \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \frac{1 + \bar{e}}{1 - \bar{e}} \cdot \left(1 - \frac{h}{2R_{\text{ц}}} + 2\bar{e}^2 \right) = \\
&= \frac{4}{\pi} \cdot 0,176 \cdot 150,72^3 \cdot 0,085^2 \cdot 0,159 \cdot 8 \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot \frac{1 + 0,159}{1 - 0,159} \times \\
&\times \left(1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085} + 2 \cdot 0,159^2 \right) = 88,3 \text{ Вт}.
\end{aligned}$$

Потужність $N_{\text{ПДр}}$ дорівнює

$$\begin{aligned}
N_{\text{ПДр}} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \mu_2 \cdot l \cdot \bar{e}^2 \cdot R_{\text{ц}}^2 \cdot \omega \cdot p_{\text{вс}} \cdot 10^{1,175 \left(\frac{e}{h} \right) + 1,325} \cdot k^{0,291} \cdot \lg \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \times \\
&\times \left[1 + 2 \cdot (1 - \cos \psi) + \frac{1}{2} \cdot (1 - \bar{e})^2 \cdot \sin \psi \right] = \\
&= \frac{1}{2\pi} \cdot 0,1 \cdot 0,42 \cdot 0,159^2 \cdot 0,085^2 \cdot 150,72 \cdot 10^4 \cdot 10^{1,175 \left(\frac{e}{h} \right) + 1,325} \cdot 1,4^{0,291} \cdot \lg \frac{100}{10} \times \\
&\times \left[1 + 2 \cdot (1 - \cos 15^\circ) + \frac{1}{2} \cdot (1 - 0,159)^2 \cdot \sin 15^\circ \right] = 108,3 \text{ Вт}.
\end{aligned}$$

Для ротаційної пластинчастої машини з радіальними пластинами при $\sin \psi = 0$ потужність $N_{\text{ПДр}}$ буде дорівнювати

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_{\Pi \Delta p} = \frac{1}{2\pi} \cdot \mu_2 \cdot l \cdot \bar{e}^2 \cdot R_y^2 \cdot \omega \cdot p_{\text{вс}} \cdot 10^{1,175 \left(\frac{e}{h}\right) + 1,325} \cdot k^{0,291} \cdot \lg \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \cdot [1 + 2(1 - \cos \psi)] =$$

$$= \frac{1}{2\pi} \cdot 0,1 \cdot 0,42 \cdot 0,159^2 \cdot 0,085^2 \cdot 150,72 \cdot 10^4 \cdot 10^{1,175 \left(\frac{e}{h}\right) + 1,325} \cdot 1,4^{0,291} \cdot \lg \frac{100}{10} \cdot 1 = 93,36 \text{ Вт.}$$

Потужність тертя N_1 пластин в пазах ротора

$$N_1 = 89,4 + 108,3 = 197,7 \text{ Вт.}$$

Потужність на тертя пластин о циліндр визначається формулою

$$N_2 = \frac{z \mu_2}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} F \cdot \cos \varphi \cdot v_{3/4} d\varphi,$$

де $z = 8$ – кількість пластин;

$$\mu_2 = 0,103 \cdot (\lg 4)^{-0,461} = 0,108 \text{ – коефіцієнт тертя пластин по циліндру,}$$

що приймається рівним 0,1 [1], с. 64;

F – поздовжня сила, що діє уздовж пластини, Н;

$v_{3/4}$ – швидкість пластини відносно циліндра, м/с.

Потужність на тертя пластин о циліндр

$$N_2 = N_{\text{Цин}} + N_{\text{ЦДр}},$$

де $N_{\text{Цин}}$ – потужність на подолання сил тертя пластин о циліндр від сил інерції;

$N_{\text{ЦДр}}$ – потужність на подолання сил тертя пластин о циліндр від різниці тисків в сусідніх робочих комірках.

Після інтегрування і перетворень інтегрального виразу отримуємо для потужності N_2

$$N_{\text{Цин}} = m_{\text{нл}} \cdot \omega^3 \cdot R_y^2 \cdot z \cdot \mu_2 \cdot \left[1 - \frac{h}{2R_y} + 2\bar{e}^2 - (1 - \bar{e})^2 \cdot \sin^2 \psi - \right.$$

$$\left. - \bar{e} \cdot (1 - \bar{e}) \cdot \left(1 - \frac{h}{2R_y} \right) \cdot \sin \psi \right] = 0,176 \cdot 150,72^3 \cdot 0,085^2 \cdot 8 \cdot 0,1 \times$$

$$\times \left[1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085} + 2 \cdot 0,159^2 - (1 - 0,159^2) \cdot \sin 15^\circ - \right.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$-0,159 \cdot (1 - 0,159^2) \cdot \left(1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085}\right) \cdot \sin 15^\circ \Big] = 2445,7 \text{ Вт.}$$

Для ротаційної пластинчастої машини з радіальними пластинами при $\sin \psi = 0$ потужність $N_{\text{Цин}}$ буде дорівнювати

$$\begin{aligned} N_{\text{Цин}} &= m_{\text{нл}} \cdot \omega^3 \cdot R_y^2 \cdot z \cdot \mu_2 \cdot \left(1 - \frac{h}{2R_y} + 2\bar{e}^2\right) = \\ &= 0,176 \cdot 150,72^3 \cdot 0,085^2 \cdot 8 \cdot 0,1 \cdot \left(1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,085} + 2 \cdot 0,159^2\right) = 2697,7 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Потужність $N_{\text{ЦДр}}$

$$\begin{aligned} N_{\text{ЦДр}} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot l \cdot \bar{e} \cdot R_y^2 \cdot \omega \cdot p_{\text{вс}} \cdot 10^{1,24 \cdot \frac{e}{h} \cdot \left(\frac{1 + \frac{e \cdot \sin \psi}{2h \cdot \cos \psi}}{\cos \psi}\right)^{+1,4}} \cdot k^{0,528} \cdot \lg \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} = \\ &= \frac{1}{2\pi} \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot 0,42 \cdot 0,159 \cdot 0,085^2 \cdot 150,72 \cdot 10^4 \times \\ &\times 10^{1,24 \cdot \frac{0,0135}{0,047} \cdot \left(\frac{1 + \frac{0,0135 \cdot \sin 15^\circ}{2 \cdot 0,047 \cdot \cos 15^\circ}}{\cos 15^\circ}\right)^{+1,4}} \cdot 1,4^{0,528} \cdot \lg \frac{100}{10} = 167,4 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Для ротаційної пластинчастої машини з радіальними пластинами при $\sin \psi = 0$ потужність $N_{\text{ЦДр}}$ буде дорівнювати

$$\begin{aligned} N_{\text{ЦДр}} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot l \cdot \bar{e} \cdot R_y^2 \cdot \omega \cdot p_{\text{вс}} \cdot 10^{1,24 \cdot \frac{e}{h \cdot \cos \psi} \cdot +1,4} \cdot k^{0,528} \cdot \lg \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}} = \\ &= \frac{1}{2\pi} \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot 0,42 \cdot 0,159 \cdot 0,085^2 \cdot 150,72 \cdot 10^4 \times \\ &\times 10^{1,24 \cdot \frac{0,0135}{0,047 \cdot \cos 15^\circ} \cdot +1,4} \cdot 1,4^{0,528} \cdot \lg \frac{100}{10} = 157,6 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Потужність на тертя пластин о циліндр

$$N_2 = 2445,7 + 167,4 = 2613,1 \text{ Вт.}$$

Потужність на тертя в опорних підшипниках кочення вала

$$N_3 = \mu \cdot T_0 \cdot \omega \cdot \frac{d_g}{2}, \text{ Вт}$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де $\mu = 0,005$ – коефіцієнт тертя для підшипника кочення [1], с. 69;

$d_g = 0,06$ м – середній діаметр внутрішнього кільця підшипника, м;

T_0 – зусилля на ротор машини від газових сил, кН

$$T_0 = 2 \cdot r \cdot l \cdot p_i = 2 \cdot r \cdot l \cdot \frac{n}{n-1} \cdot p_{ec} \cdot \left[\left(\frac{p_H}{p_{ec}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$
$$= 2 \cdot 0,0715 \cdot 0,42 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 10 \cdot \left[\left(\frac{100}{10} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 8,12 \text{ кН.}$$

Потужність N_3 дорівнює

$$N_3 = 0,005 \cdot 8,12 \cdot 10^3 \cdot 150,72 \cdot \frac{0,032}{2} = 97,8 \text{ Вт.}$$

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя в ущільненні валу в місці його виходу з бокової кришки машини, приймається такою, що дорівнює потужності, яка витрачається на подолання сил тертя в опорних підшипниках

$$N_4 = N_3 = 97,8 \text{ Вт.}$$

Потужність тертя в ротаційній пластинчастій машині з нахиленими пластинами без розвантажувальних кілець

$$N_{mp} = 197,7 + 2613,1 + 97,8 + 97,8 = 3006,4 \text{ Вт.}$$

Потужність тертя в ротаційній пластинчастій машині з радіальними пластинами без розвантажувальних кілець дорівнює

$$N_{mp}^{rad} = 88,3 + 93,36 + 2697,7 + 157,6 + 97,8 + 97,8 = 3232,56 \text{ Вт.}$$

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.6. Розрахунок споживаної потужності ротаційної пластинчастої машини і вибір електродвигуна

Споживана потужність ротаційної пластинчастої машини з нахиленими пластинами

$$N_e = N_i + N_{mp} = 3,64 + 3 = 6,64 \text{ кВт}.$$

Споживана потужність ротаційної пластинчастої машини з радіальними пластинами

$$N_e^{rad} = N_i + N_{mp}^{rad} = 3,64 + 3,23 = 6,87 \text{ кВт}.$$

Виграш в споживаній потужності ротаційної пластинчастої машини за рахунок нахилу пластин в напрямку обертання ротора на кут ψ становить

$$\Delta N_e = \frac{N_e^{rad} - N_e}{N_e^{rad}} = \frac{6,87 - 6,64}{6,87} = 0,0334 \text{ або } 3,34 \text{ \%}.$$

Крутильний момент з валу приводного електродвигуна передається на вал ротаційної пластинчастої машини через пружну втулково-пальцеву муфту з ККД передачі $\eta_{пер} = 0,98$ [6].

Тоді потужність електродвигуна для приводу машини

$$N_{ед} = \frac{N_e^{rad}}{\eta_{пер}} = \frac{6,87}{0,98} = 7,01 \text{ кВт}.$$

Для приводу машини підбирається асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором марки 4А112М2 потужністю $7,5 \text{ кВт}$ і частотою обертання валу $n = 24 \text{ с}^{-1}$ [6], с. 390.

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.7. Розрахунки на міцність основних деталей машини

2.7.1. Розрахунок циліндра

Корпус ротаційної пластинчастої машини – литої конструкції з сірого чавуну СЧ21, навантажений перепадом тисків $\Delta p = p_n - p_{вс}$. Він розраховується на міцність як циліндр з внутрішнім радіусом $R_{ц} = 0,085 \text{ м}$ і зовнішнім радіусом $R_{нар} = 0,09 \text{ м}$, навантажений максимальним тиском, що дорівнює $\Delta p_{\max} = (0,1 - 0,01) \cdot 1,5 = 0,135 \text{ МПа}$.

Напряга в стінці циліндра визначається формулою

$$\sigma = \frac{2R_{нар}^2}{R_{нар}^2 - R_{ц}^2} \cdot \Delta p_{\max} = \frac{2 \cdot 0,09^2 \cdot 0,135}{0,09^2 - 0,085^2} = 2,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 50 \text{ МПа}.$$

Умова міцності циліндра виконується.

2.7.2. Розрахунок ротора

Ротор ротаційної пластинчастої машини розділений на вісім рівних частин пазами з глибиною $h = 0,047 \text{ м}$ і шириною $b_n = 0,006 \text{ м}$. Під дією відцентрових сил інерції пластини виходять з пазів і торкаються внутрішньої стінки циліндра. На пластину діє також сила від різниці тисків Δp , яка досягає найбільшої величини в момент з'єднання комірки з нагнітальним вікном, коли пластина комірки, що йде попереду, повертає на кут стиснення $\delta_k = 127^\circ$.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		28

Висота пластини, що дорівнює глибині паза під неї в роторі, дорівнює $h = 3,48e = 0,047$ м. Кутовий розмір робочої комірки дорівнює

$$\beta = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{8} = \frac{\pi}{4}. \text{ Сила, що діє на пластину від різниці тисків, згинає частину}$$

ротора, що розташована між сусідніми пазами, при цьому небезпечний переріз ротора має розміри:

– ширина небезпечного перерізу дорівнює

$$b = (r - h) \frac{2\pi}{z} - b_n = (0,0715 - 0,047) \frac{2\pi}{8} - 0,06 = 0,013 \text{ м};$$

– довжина небезпечного перерізу дорівнює осьовій довжині ротора

$$l = l_{nl} = 0,42 \text{ м}.$$

Момент його опору згинанню в небезпечному перерізі ротора дорівнює

$$W_u = \frac{b \cdot l^2}{6} = \frac{0,013 \cdot 0,42^2}{6} = 0,000382 \text{ м}^3.$$

Різниця тисків, що діє на частину пластини, яка виступає з ротора і досягає кута відкриття нагнітального вікна, дорівнює [7], с. 39

$$\Delta p = p_n - p_{ec} \cdot \left[\frac{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin \beta - \frac{\bar{e}\beta}{2}}{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos \left(\delta_k - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin \beta \cdot \cos 2 \left(\delta_k - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{e}\beta}{2}} \right]^n =$$

$$= 0,1 - 0,01 \cdot \left[\frac{45^\circ + 2 \cdot \sin 22,5^\circ + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 45^\circ - \frac{0,159 \cdot 45^\circ}{2}}{45^\circ + 2 \cdot \sin 22,5^\circ \cdot \cos (127 - 22,5) + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 45 \cdot \cos 2(127 - 22,5) - \frac{0,159 \cdot 45^\circ}{2}} \right]^{1,4} =$$

$$= 0,1 - 0,0459 = 0,0541 \text{ МПа}.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Газова сила від перепаду Δp , що діє на частину пластини, яка виступає з ротора, на куті повороту ротора, що дорівнює δ_k

$$P_r = \Delta p \cdot a \cdot l, \text{ МН}$$

$$\begin{aligned} \text{де } a &= R \cdot \left[\left(\sqrt{1 - \bar{e}^2 \cdot \sin^2 \delta_k} - 1 \right) + \bar{e} \cdot (1 + \cos \delta_k) \right] = \\ &= 0,085 \cdot \left[\left(\sqrt{1 - 0,159^2 \cdot \sin^2 127^\circ} - 1 \right) + 0,159 \cdot (1 + \cos 127^\circ) \right] = 0,0047 \text{ м} \quad - \end{aligned}$$

довжина частини пластини, яка виступає з ротора.

В підсумку отримуємо

$$P_r = 0,0541 \cdot 0,0047 \cdot 0,42 = 0,000107 \text{ МН} .$$

Плече дії сили P_r

$$l_r = h + \frac{a}{2} = 0,047 + \frac{0,0047}{2} = 0,0604 \text{ м} .$$

Згинаючий момент від сили P_r в небезпечному перерізі

$$M_u = P_r \cdot l_r = 0,000107 \cdot 0,0604 = 0,00000646 \text{ МН} \cdot \text{м} .$$

Згинаючі напруги в небезпечному перерізі ротора

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,00000646}{0,000382} = 0,0169 \text{ МПа} .$$

Крім згинання, частина ротора між двома сусідніми пластинами піддається розтягуванню від дії відцентрових сил інерції.

Маса ротора між двома сусідніми лопатками

$$\begin{aligned} M_{\text{рот}} &= \frac{\pi}{z} \cdot \left[r^2 - (r - h)^2 \right] \cdot l \cdot \rho = \\ &= \frac{\pi}{8} \cdot \left[0,0715^2 - (0,0715 - 0,047)^2 \right] \cdot 0,42 \cdot 7800 = 5,8 \text{ кг} . \end{aligned}$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Площа ротора, що піддається розтягуванню в небезпечному перерізі між днищами сусідніх пазів

$$F_{расм} = \left[(r - h) \frac{2\pi}{z} - \delta \right] \cdot l = \left[(0,0715 - 0,047) \frac{2\pi}{8} - 0,006 \right] \cdot 0,42 = 0,01 \text{ м}^2.$$

Відцентрова сила, що розтягує частину ротора між двома сусідніми пазами

$$F_u = M_{рот} \cdot \omega^2 \cdot \left(r - \frac{h}{2} \right) = 5,8 \cdot 150,72^2 \cdot \left(0,0715 - \frac{0,047}{2} \right) = 6,324 \text{ кН}.$$

Напруги від сили, що розтягує

$$\sigma_{расм} = \frac{F_u}{F_{расм}} = \frac{6,324}{0,01} = 0,632 \text{ МПа}.$$

Результуючі напруги в небезпечному перерізі ротора

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{расм} = 0,0169 + 0,632 = 0,649 \text{ МПа} < [\sigma] = 50 \text{ МПа}.$$

Умова міцності ротора в небезпечному перерізі виконується.

2.7.3. Розрахунок валу

Вал ротаційної пластинчастої машини навантажений силою тяжіння ротора і газової силою від перепаду тисків $\Delta p = p_n - p_{вс}$.

Газова сила від перепаду тисків

$$P_{Г} = (p_n - p_{вс}) \cdot 2rl = (100 - 10) \cdot 2 \cdot 0,0715 \cdot 0,42 = 5,4 \text{ кН}.$$

Вал виготовлений зі сталі 45 з густиною $\rho_{ст} = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Вага ротора визначається за формулою

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$G_p = \rho_{cm} \cdot l \cdot [\pi(r^2 - r_e^2) - \delta h z] \cdot g =$$

$$= 7800 \cdot 0,42 \cdot [\pi(0,0715^2 - 0,0175^2) - 0,006 \cdot 0,047 \cdot 8] \cdot 9,81 = 0,412 \text{ кН}.$$

Розрахункова схема міцнісного розрахунку валу (рис. 2.1)

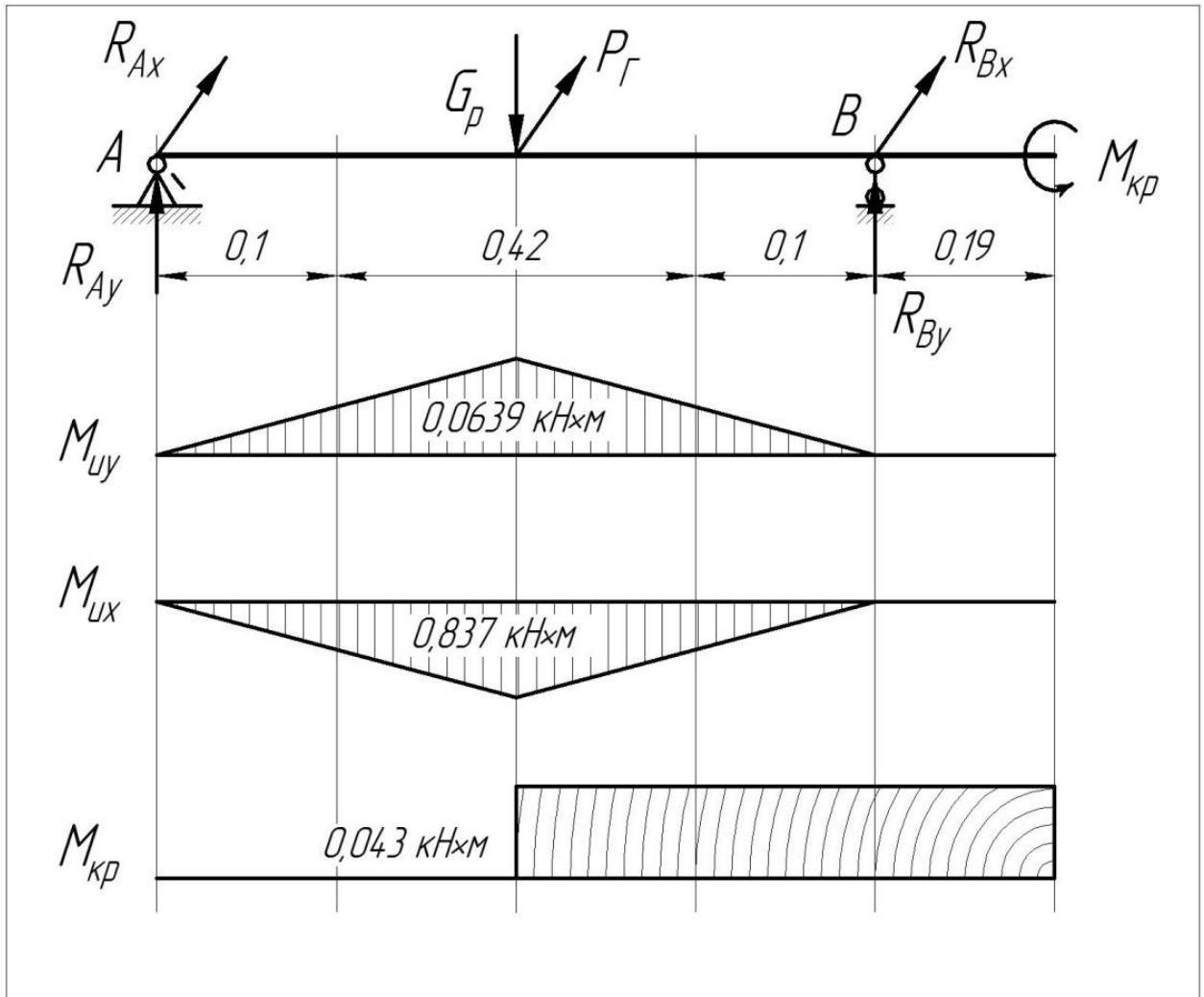


Рисунок 2.1 – Схема навантаження валу машини

Реакції в опорах А і В

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{G_p}{2} = 0,206 \text{ кН}; \quad R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{P_r}{2} = 2,7 \text{ кН}.$$

Згинальні моменти в небезпечному перерізі (посередині між опорами А і В)

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$M_{uy} = R_{Ay} \cdot (0,1 + 0,21) = 0,0639 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{ux} = R_{Ax} \cdot (0,1 + 0,21) = 0,837 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Обертаючий момент

$$M_{кр} = 9550 \cdot \frac{N_e}{n} = 9550 \cdot \frac{6,55}{1440} = 0,043 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору згинанню в небезпечному перерізі ($d = 0,035 \text{ м}$)

$$W_p = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32} = 0,000004207 \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{16} = 0,000008414 \text{ м}^3.$$

Згинаючий момент в небезпечному перерізі

$$M_u = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2} = \sqrt{0,0639^2 + 0,837^2} = 0,839 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Згинальні напруги в небезпечному перерізі валу

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,839}{0,000004207} = 199,4 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення в небезпечному перерізі валу

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{0,043}{0,000008414} = 5,11 \text{ МПа}.$$

Еквівалентні напруги в небезпечному перерізі валу

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{199,4^2 + 4 \cdot 5,11^2} = 199,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 250 \text{ МПа}.$$

Таким чином, умова міцності валу виконується, бо еквівалентне напруження менше допустимого для сталі 45.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33

2.7.4. Розрахунок пластини

Пластини в ротаційній пластинчастій машині є слабкою ланкою, оскільки мають обмежений термін служби внаслідок зносу при терті о внутрішню стінку циліндра і в пазах ротора і першими виходять з ладу при експлуатації. Знос пластин обмежує швидкохідність машини, що знижує її продуктивність і збільшує її габарити і металоємність. Пластини є рухомими стінками робочих комірок, займаючи при цьому частину корисного об'єму робочої порожнини. Для зменшення зносу пластин і збільшення терміну їх роботи в робочу порожнину ротаційної пластинчастої машини подається масло, яке при цьому ущільнює внутрішні зазори, зменшує внутрішні перетікання газу, що стискається, і збільшує коефіцієнт подачі.

При роботі ротаційної пластинчастої машини на пластину діють: сили інерції, реакції опор, сили тертя, газові сили, сила ваги пластини [1], с. 63.

Схема навантаження пластини в момент відкриття нагнітального вікна представлена на рис. 2.2.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		34

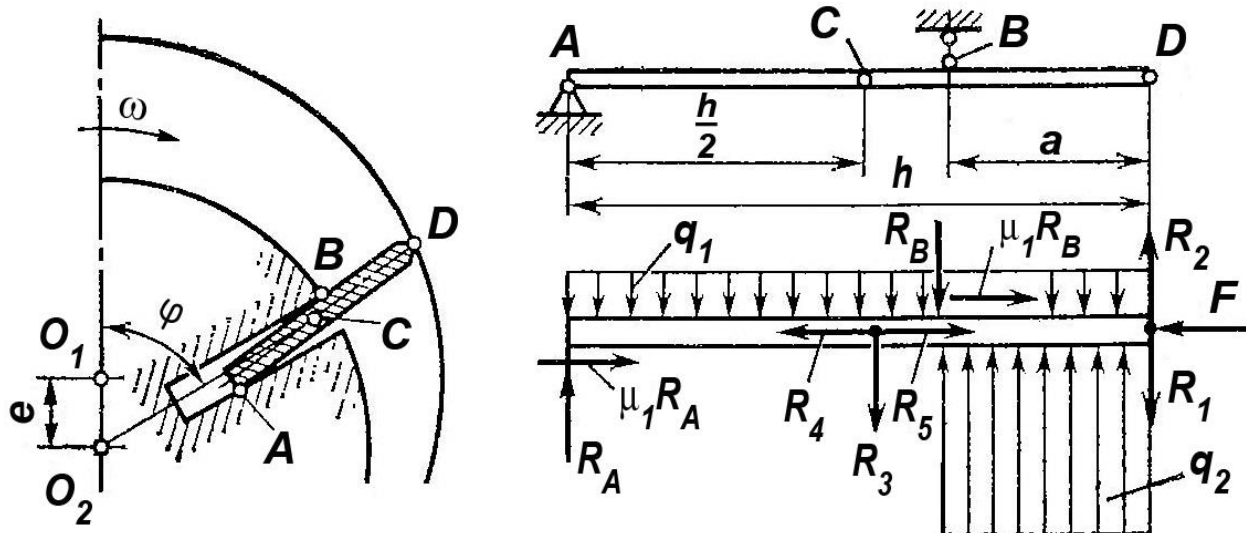


Рисунок 2.2 – Схема навантаження пластини

Точка D – кінець пластини, що спирається на внутрішню стінку циліндра.

Точка C – центр мас пластини (у її середині).

Точка A – нижній кінець пластини, що спирається на стінку паза в роторі.

Точка B – точка опори пластини о вихідну кромку паза.

Розглянемо основні розрахункові величини, що відносяться до геометрії машини і пластини. Радіус центру мас пластини

$$\rho_c = r + a - \frac{h}{2} = 0,0715 + 0,0268 - \frac{0,047}{2} = 0,0748 \text{ м};$$

$$\sin \gamma = \bar{e} \sin \delta_\kappa = 0,159 \cdot \sin 127^\circ = 0,0957; \sin^2 \gamma = 0,00916;$$

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} = \sqrt{1 - 0,00916} = 0,995.$$

Інтенсивність розвантаження пластини від поперечних інерційних сил
Коріоліса

$$q_1 = -2m_{nl} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \left(\sin \delta_\kappa + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin 2\delta_\kappa \right) =$$

$$= -2 \cdot 0,127 \cdot 0,0135 \cdot 150,72^2 \cdot \left(\sin 127^\circ + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 254^\circ \right) = -872 \text{ Н/м.}$$

Інтенсивність навантаження від перепаду тисків на частину пластини, що виступає з ротора

$$q_2 = \Delta p \cdot a, \text{ Н/м}$$

де

$$\Delta p = p_n - p_{вс} \cdot \left[\frac{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin \beta - \frac{\bar{e}\beta}{2}}{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos \left(\delta_\kappa - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin \beta \cdot \cos 2 \left(\delta_\kappa - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{e}\beta}{2}} \right]^n =$$

$$= 0,1 - 0,01 \cdot \left[\frac{45^\circ + 2 \cdot \sin 22,5^\circ + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 45^\circ - \frac{0,159 \cdot 45^\circ}{2}}{45^\circ + 2 \cdot \sin 22,5 \cdot \cos(127 - 22,5) + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 45 \cdot \cos 2(127 - 22,5) - \frac{0,1589 \cdot 45}{2}} \right]^{1,4} =$$

$$= 0,0541 \text{ МПа} - \text{перепад тисків на частину пластини, що виступає з ротора}$$

$$q_2 = 0,0541 \cdot 0,0268 = 1450 \text{ Н/м.}$$

Поперечна складова ваги пластини

$$R_3 = -m_{nl} \cdot g \cdot \sin \delta_\kappa = -0,127 \cdot 9,81 \cdot \sin 127^\circ = -0,995 \text{ Н.}$$

Поздовжня складова ваги пластини

$$R_4 = -m_{nl} \cdot g \cdot \cos \delta_\kappa = -0,127 \cdot 9,81 \cdot \cos 127^\circ = -0,75 \text{ Н.}$$

Відцентрове прискорення пластини

$$j_c = -\omega^2 \cdot \left(r + a - \frac{h}{2} \right) = -150,72^2 \cdot \left(0,0715 + 0,0268 - \frac{0,047}{2} \right) = -1699,2 \text{ м/с}^2.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Прискорення пластини відносно ротора

$$j_{3/2} = 2e\omega^2 \cdot \left(\sin \delta_{\kappa} + \frac{\bar{e}}{2} \cdot \sin 2\delta_{\kappa} \right) =$$

$$= 2 \cdot 0,0135 \cdot 150,72^2 \cdot \left(\sin 127^\circ + \frac{0,159}{2} \cdot \sin 254^\circ \right) = 645,5 \text{ м/с}^2.$$

Поздовжня сила від відцентрового прискорення і прискорення пластини відносно ротора

$$R_5 = -m_{nl} \cdot (j_c + j_{3/2}) = -0,127 \cdot (-1699,2 + 645,5) = 133,82 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт тертя пластин в пазах ротора приймається $\mu_1 = 0,1$.

Коефіцієнт тертя пластин о внутрішню поверхню циліндра для текстолітових пластин дорівнює [1], с. 64:

$$\mu_2 = \frac{0,165}{\lg(U - 0,5)} = \frac{0,165}{\lg(12,8 - 0,5)} = 0,15.$$

Поздовжня сила, що діє вздовж пластини

$$F = \frac{R_4 + R_5 + \mu_1 \cdot \frac{a}{h-a} \cdot (q_1 \cdot h + R_3) + \mu_1 \cdot q_2 \cdot a \cdot \frac{h}{h-a}}{1 - \mu_1 \cdot (\sin \gamma \cdot \cos \gamma + \mu_2 \cdot \cos^2 \gamma) \cdot \frac{h+a}{h-a}} =$$

$$= \frac{0,995 + 133,8 + 0,1 \cdot \frac{0,0268}{0,047 - 0,0268} \cdot (-872 \cdot 0,047 - 0,75) + 0,1 \cdot 1450 \cdot 0,0268 \cdot \frac{0,047}{0,047 - 0,0268}}{1 - 0,1 \cdot (0,0957 \cdot 0,995 + 0,15 \cdot 0,99)} \cdot \frac{0,047 + 0,0268}{0,047 - 0,0268} =$$

$$= 151,8 \text{ Н}.$$

Поперечна складова від дотичної сили

$$R_1 = F \cdot \cos \gamma \cdot \sin \gamma = 151,8 \cdot 0,995 \cdot 0,0957 = 14,45 \text{ Н}$$

Реакції пластини в точках А і В

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\begin{aligned}
R_A &= \frac{a}{h-a} \left[(q_1 h + R_3) \left(1 - \frac{h}{2a} \right) + q_2 \frac{a}{2} + (\sin \gamma \cdot \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right] = \\
&= \frac{0,0268}{0,047 - 0,0268} \left[(-872 \cdot 0,047 - 0,75) \left(1 - \frac{0,047}{2 \cdot 0,0268} \right) + \right. \\
&\quad \left. + 1450 \cdot \frac{0,0268}{2} + (0,0957 \cdot 0,995 + 0,15 \cdot 0,995^2) \cdot 151,8 \right] = 68,07 \text{ Н}. \\
R_B &= \frac{h}{2(h-a)} \left[q_1 h + R_3 + q_2 a \frac{2h-a}{h} + 2(\sin \gamma \cdot \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right] = \\
&= \frac{0,047}{2(0,047 - 0,0268)} \cdot \left[-872 \cdot 0,047 - 0,75 + 1450 \cdot 0,0268 \cdot \frac{0,094 - 0,0268}{0,047} + \right. \\
&\quad \left. + 2 \cdot (0,0957 \cdot 0,995 + 0,15 \cdot 0,995^2) \cdot 151,8 \right] = 102,15 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Розглянемо схему навантаження пластини у вигляді двохопорної балки з опорами в точках А і В, яка згинається під дією знайдених силових факторів (рис. 2.3).

Рівнодіюча сила від розподіленого навантаження з інтенсивністю q_1

$$Q_1 = q_1 \cdot h = -872 \cdot 0,047 = 40,98 \text{ Н}.$$

Вона прикладена в точці С посередині пластини.

Рівнодіюча сила від розподіленого навантаження з інтенсивністю q_2

$$Q_2 = q_2 \cdot a = 1450 \cdot 0,0268 = 38,86 \text{ Н}.$$

Вона прикладена посередині частини пластини, що виступає з ротора.

Момент опору пластини згинанню

$$W_u = \frac{h \cdot \delta^2}{6} = \frac{0,047 \cdot 0,006^2}{6} = 0,000000282 \text{ м}^3.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

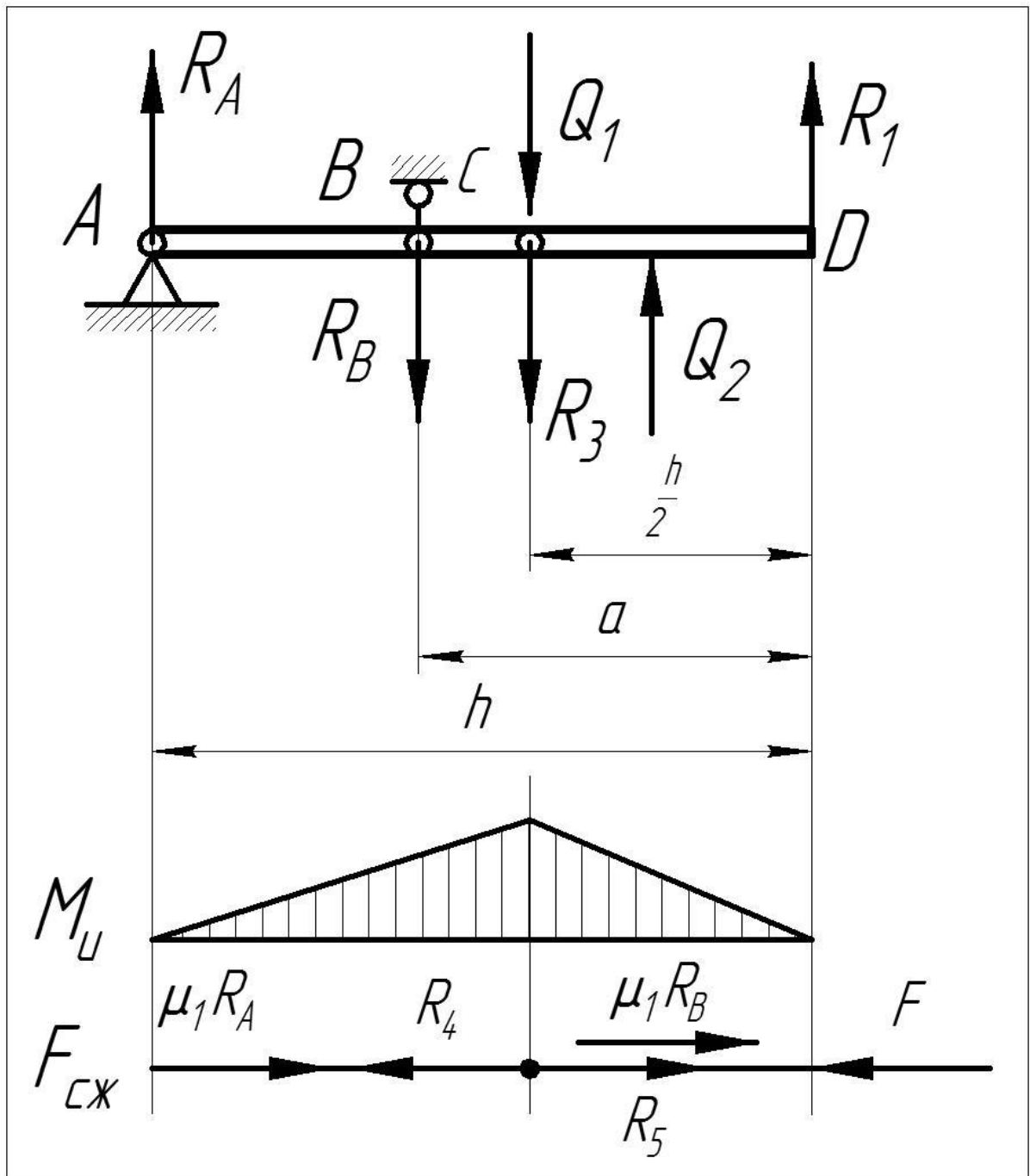


Рисунок 2.3 – Схема навантаження пластини

Довжина BC

$$BC = a - \frac{h}{2} = 0,0268 - \frac{0,047}{2} = 0,0033 \text{ м.}$$

Найбільший момент, що вигинає пластину

$$M_u = R_A \cdot \frac{h}{2} - R_B \cdot BC = 68,07 \cdot \frac{0,047}{2} - 102,15 \cdot 0,0033 = 1,263 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ

Арк.

39

Небезпечно переріз пластини розташований в точці С.

Напруга від згинання в небезпечному перерізі

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{1,263}{0,000000282} = 4,48 \text{ МПа} < [\sigma_u] = 30 \text{ МПа}.$$

Умова міцності пластини на згинання виконується. На пластину також діють сили, що стискають. Вони досягають найбільшої величини на ділянці ВС:

$$F_{сж} = R_5 + \mu_1 \cdot R_B + F = 133,8 + 0,1 \cdot 102,15 + 151,8 = 295,8 \text{ Н}.$$

Напруга від стискаючої сили $F_{сж}$

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{сж}}{\delta \cdot l} = \frac{295,8}{0,006 \cdot 0,42} = 0,117 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma_{сж} < \sigma_u$, ними можна знехтувати при розрахунку пластини на міцність.

2.8. Розрахунок торцевого ущільнення валу

Торцеве ущільнення валу ротаційної пластинчастої машини необхідно для зменшення натікання атмосферного повітря в її робочу порожнину.

Діаметр валу під ущільнення з конструктивних міркувань приймається такими, що дорівнює $D_{вал} = 0,03 \text{ м}$.

Внутрішній діаметр ущільнюючого кільця задається $d_{1c} = 0,031 \text{ м}$.

Зовнішній діаметр ущільнюючого кільця $d_{2c} = 0,04 \text{ м}$.

Внутрішній діаметр прокладки приймається $d_{3c} = 0,034 \text{ м}$.

Зовнішній діаметр прокладки приймається $d_{4c} = 0,042 \text{ м}$.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						40
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Середній діаметр пружини $D_{cp} = 0,06 \text{ м}$.

Діаметр пружинного дроту $d_{np} = 0,005 \text{ м}$.

Загальна кількість витків пружини $n_{обц} = 9,5$.

Робоча число витків пружини $n_p = 8$.

Вільна довжина пружини $l_{cv} = 0,1 \text{ м}$.

Модуль пружності пружинного дроту при крученні $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Число пружин в торцевому ущільненні дорівнює одиниці.

Коефіцієнт деформації пружин $k = 0,28 \text{ МН/м}$;

Питомий тиск на ущільнюючих кільцях $q_c = 0,392 \text{ МПа}$.

Усилие, создаваемое пружиной на торцы уплотнительных колец, определяется по формуле

Зусилля, яке діє пружиною на торці ущільнювальних кілець, визначається за формулою

$$P_{np1} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{2c}^2 - d_{1c}^2) \cdot q_c = \frac{\pi}{4} \cdot (0,04^2 - 0,031^2) \cdot 0,392 = 0,000197 \text{ МН}.$$

Деформація пружини

$$\psi_{np} = \frac{8 \cdot D_{cp}^3 \cdot P_{np1} \cdot n_p}{G \cdot d_{np}^4} = \frac{8 \cdot 0,06^3 \cdot 0,000197 \cdot 8}{7,85 \cdot 10^4 \cdot 0,005^4} = 0,055 \text{ м}.$$

Зусилля пружини при деформації

$$P_{np} = k \cdot \psi_{np} = 0,28 \cdot 0,055 = 0,0154 \text{ МН}.$$

Робоча довжина пружини

$$l_{paб} = l_{cv} - \psi_{np} = 0,1 - 0,055 = 0,045 \text{ м}.$$

Максимальна деформація пружини

$$\psi_{max} = l_{cv} - n_{обц} \cdot d_{np} = 0,1 - 9,5 \cdot 0,005 = 0,0525 \text{ м}.$$

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Робоча напруга пружини

$$\sigma_{раб} = \frac{8 \cdot P_{np1} \cdot D_{cp}}{\pi \cdot d_{np}^3} = \frac{8 \cdot 0,000197 \cdot 0,06}{\pi \cdot 0,005^3} = 240,9 \text{ МПа}.$$

Максимальна напруга пружини

$$\sigma_{max} = \sigma_{раб} \cdot \frac{\psi_{np}}{\psi_{max}} = 240,9 \cdot \frac{0,055}{0,0525} = 252,4 \text{ МПа}.$$

Допустиме зношення пружини при терті $\delta_{mp} = 0,003 \text{ м}$.

Деформація пружини з урахуванням зносу

$$\psi'_{np} = \psi_{np} - \delta_{mp} = 0,055 - 0,003 = 0,052 \text{ м}.$$

Робоче зусилля, що створюється пружиною

$$P'_{np1} = P_{np1} \cdot \frac{\psi'_{np}}{\psi_{np}} = \frac{0,000197 \cdot 0,052}{0,055} = 0,000186 \text{ МН}.$$

Питомий тиск при допустимому зношенні пружини

$$q'_c = \frac{P'_{np1}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{2c}^2 - d_{1c}^2)} = \frac{0,000186}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,04^2 - 0,031^2)} = 0,37 \text{ МПа}.$$

Питомий тиск менше допустимої величини $q_c = 0,392 \text{ МПа}$.

Мінімальна питомий тиск на прокладках

$$q'_{np} = \frac{P'_{np1}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{4c}^2 - d_{3c}^2)} = 0,309 \text{ МПа}.$$

Ця величина знаходиться в допустимих межах.

Таким чином, працездатність торцевого ущільнення валу підтверджена розрахунками.

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.9. Розрахунок підшипників

Вважаємо, що реакції в підшипникових опорах А і В однакові та є рівними

$$R = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{0,206^2 + 2,7^2} = 2,71 \text{ кН}.$$

Якщо враховувати згинальний момент від ваги напівмуфти, який не перевищує 0,015 кН при передачі крутного моменту $M_{кр} = 43 \text{ Н} \cdot \text{м}$, то трохи більш буде навантажена підшипникова опора В (на 2%), тому припущення про те, що $R_A = R_B$, може бути прийнято.

Оскільки при роботі ротаційної пластинчастої машини осьових зусиль не виникає, можна прийняти, що її вал спирається на два радіальних однорядних шарикопідшипника середньої серії №309 по ГОСТ 8338.

Внаслідок змінного характеру навантаження розрахунок ведеться по еквівалентному навантаженню $R_{B_{екв}}$ в опорі В

$$R_{B_{екв}} = \sqrt[3,33]{\frac{R_{Bi}^{3,33}}{24}} = \sqrt[3,33]{1,15} = 1,04 \text{ кН}.$$

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P = X \cdot R_{B_{екв}} \cdot V \cdot K_B \cdot K_T, \text{ кН}$$

де $V = 1$ – коефіцієнт обертання, що враховує обертання внутрішнього кільця по відношенню до навантаження;

$X = 1$ – коефіцієнт радіального навантаження;

$K_B = 1,5$ – коефіцієнт безпеки, що враховує навантаження з поштовхами, вібрацією і короткочасним перевантаженням в порівнянні з розрахунковою до 150%;

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт;

$$P = 1 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,56 \text{ кН}.$$

Довговічність підшипника

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left(\frac{19,5}{1,56} \right)^{3,33} = 51667 \text{ год},$$

де $C = 19,5$ кН – динамічна вантажопідйомність [6], с. 393;

$n = 1450 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – частота обертання валу машини.

Допустима довговічність підшипника визначається тривалістю роботи машини до капітального ремонту, яка повинна бути не менше 10000 годин згідно ГОСТ 18985, тобто умова довговічності виконується.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		44

3. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Одним із способів підвищення економічності ротаційних пластинчастих машин є зменшення витрат потужності на тертя за рахунок виконання ротора не з радіальними, а з нахиленими пластинами із нахилом на кут ψ в напрямку обертання. Технологія механічної обробки ротора при цьому залишається незмінною, як і витрати на виготовлення пазів. Однак при похилих пазах поліпшуються умови входження пластин в пази ротора і виходу з них, а відцентрові сили, що притискають пластини до внутрішньої поверхні циліндра, зменшуються, зменшуючи і потужність тертя.

При виготовленні ротаційної пластинчастої машини з радіальними або нахиленими пластинами слід зазначити, що матеріаломісткість і витрати на сировину і основні матеріали залишаються однаковими. Технологія механічної обробки основних деталей і отримання заготовок для них однакові, тому і заробітна плата виробничих робітників і цехових робітників, амортизація обладнання, витрати на поточний ремонт і охорону праці, на утримання обладнання, на знос інвентарю та інші цехові витрати практично однакові. Однаковими для цих машин будуть також і експлуатаційні витрати на охолоджувальну воду і мастило.

Тому річна економія у споживача визначається тільки економією електроенергії при зниженні ефективної потужності машини. Час роботи машини протягом року можна прийняти рівним 5400 год [8], табл. 16.2, с. 244.

Оскільки нахил пластин не впливає на продуктивність і індикаторну потужність машини, відмінність в енерговитратах визначає тільки змінення потужності тертя пластин о внутрішню стінку циліндра і в пазах ротора. Витрати потужності на тертя в торцевому ущільненні валу і в підшипниках кочення будуть для обох машин однаковими.

					ХКз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		45

Результати розрахунку індикаторної потужності і потужності тертя пластин о внутрішню стінку циліндра і в пазах ротора для радіальних і нахилених пластин показані в розділах 2.4 і 2.5.

Результати розрахунку річної економії електроенергії у споживача на одну машину при експлуатації ротаційної пластинчастої машини наведені в табл. 3.1.

Розрахунок споживаної потужності для машини з радіальними нахиленими пластинами виконано в розділі 2.6. Економія потужності на одну машину складає

$$\Delta N_e = N_e^{pad} - N_e = 6,87 - 6,64 = 0,23 \text{ кВт}$$

або

$$\frac{\Delta N_e}{N_e^{pad}} = \frac{0,23}{6,87} = 3,34\%$$

Річна економія електроенергії у споживача на одну машину E , кВт·год

$$E = \Delta N_e \cdot T_{рик} \cdot K_{II},$$

де $T_{рик} = 5400$ год – час роботи машини протягом року;

$K_{II} = 0,7$ – коефіцієнт попиту.

Отримуємо

$$E = 0,23 \cdot 5400 \cdot 0,7 = 869,4 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

На даний час вартість 1 кВт·год електроенергії складає

$$Ц_E = 1,5728 \text{ грн.}$$

Таким чином, річна економія експлуатаційних витрат у споживача на одну машину

$$C_{рик} = E \cdot Ц_E = 869,4 \cdot 1,5728 = 1367 \text{ грн.},$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.1

Величина	Машина з радіальними пластинами	Машина з нахиленими пластинами
Час роботи машини протягом року, год.	5400	
Вартість 1 кВт·год електроенергії, грн.	1,5728	
Індикаторна потужність машини, кВт	3,64	
Потужність на тертя в підшипниках і ущільненні валу, кВт	0,1956	
Потужність на тертя пластин об циліндр, кВт	2,855	2,61
Потужність на тертя пластин в пазах ротора, кВт	0,182	0,198
Потужність на тертя пластин, кВт	3,03	2,81
Потужність на тертя, кВт	3,23	3
Ефективна потужність, кВт	6,87	6,64
Економія електроенергії на одну машину, кВт	–	0,23
Річна економія у споживача, грн.	–	1367

4. РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори

Порушення інструкцій, правил і норм техніки безпеки, на виробництві можуть призвести до травматизму і професійних захворювань або відхилень у стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Виділяють небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

Небезпечний виробничий фактор – виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травм, раптового погіршення здоров'я або до летального результату.

Шкідливий виробничий фактор – виробничий фактор, негативний вплив якого на людину призводить до погіршення самопочуття, захворювання або зниження працездатності.

Шкідливі і небезпечні виробничі фактори поділяються на чотири класи:

1. Фізичні:

При експлуатації установки згідно ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ [9] можуть виникнути такі небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- рухомі машини і механізми; рухомі частини виробничого обладнання;
- вироби, що пересуваються, заготовки, матеріали; конструкції, що руйнуються;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		48

- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень інфразвукових коливань;
- підвищений рівень ультразвуку;
- підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна;
- підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики;
- недостатня освітленість робочої зони.

2. Хімічні:

- токсичні;
- дратівливі;
- канцерогенні;
- мутагенні, що впливають на репродуктивну функцію.

3. Біологічні:

- патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, гриби, найпростіші) і продукти їх життєдіяльності;
- мікроорганізми (рослини і тварини).

4. Психофізіологічні – фізичні перевантаження:

- статичні;
- динамічні;
- нервово-психічні: розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження.

При порушенні норм виробничої санітарії робітник може отримати професійні захворювання, викликані впливом на працюючого шкідливих умов праці.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						49
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

**При експлуатації відцентрових компресорів необхідно
дотримуватися таких вимог**

Відцентрові компресори повинні задовольняти вимогам ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ [10].

Пристрій і розміщення електроприводу турбокомпресорів (ТК) і пускової апаратури повинні відповідати ГОСТ 12.2.007.0-75 ССБТ [11] і вимогам «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Електрообладнання турбокомпресорів, що розміщуються у вибухонебезпечних приміщеннях і на зовнішніх вибухонебезпечних установках, має відповідати класу приміщення, категоріям і групам вибухонебезпечних середовищ згідно з вимогами "Правил виготовлення вибухозахищеного і рудникового електрообладнання (ПВВРЕ)", затвердженим Держнаглядом України та ГОСТ 12.2.020-76 ССБТ [12].

Конструкція турбокомпресорів, що працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, повинна забезпечувати їх герметичність. Величина витоків повинна бути в допустимих межах.

Використання при роботі на вибухонебезпечних, токсичних та агресивних газах турбокомпресорів, спеціально для цього не призначених, має бути узгоджене з підприємством-виробником. Перелік середовищ, при яких машина може експлуатуватися, повинен бути зазначений у технічній документації.

Шумові характеристики турбокомпресорів за рівнем звуку повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.003-83 [13].

Вібрація ротаційних пластинчастих машин, що передається на робочі місця у виробничих приміщеннях, не повинна перевищувати величин, встановлених санітарними нормами ДСП 173-96 [14] та ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008 ССБТ [15]. Замір рівня вібрації виконувати по [15].

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		<i>50</i>

Вимоги безпеки до основних елементів конструкції

При роботі над хімічно активними газами елементи проточної частини паливного елемента та інших деталей, що контактують з агресивним середовищем, повинні бути виготовлені з корозійно-стійких матеріалів або мати антикорозійне покриття.

Матеріали елементів проточної частини паливного елемента та інших частин, що контактують з стисливим газом, не повинні вступати в хімічну взаємодію, якщо це може призвести до аварії.

Конструкція ТС повинна виключати можливість осьового зміщення крильчатки, що призводить до контакту торцевих поверхонь корпусу. Конструкція і прокладка трубопроводів повинні забезпечувати компенсацію температурних деформацій.

Працюючи в агресивних, горючих та токсичних газах, трубопроводи повинні відповідати вимогам "Правил проектування та безпечної експлуатації трубопроводів горючих, токсичних та зріджених газів" [16].

Трубопроводи ТЗ слід кріпити до фундаментів установок та каркасів. Допускається монтаж трубопроводів до будівельних конструкцій за допомогою амортизаторів.

Вимоги безпеки до улаштування засобів захисту

Турбокомпресори повинні забезпечуватися попереджувальною сигналізацією і блокуванням від перевищення тиску.

Сигналізують і аварійні пристрої повинні спрацьовувати автоматично і забезпечувати захист машин від перевантажень і поломок.

Відкриті обертові частини ТК повинні бути закриті сітчастими або суцільними кожухами.

Турбокомпресори повинні мати сигнально-попереджувальну забарвлення і знаки безпеки згідно ГОСТ 12.4.026-76 ССБТ [17].

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		<i>51</i>

Забарвлення трубопроводів повинно відповідати вимогам ГОСТ 14202-69 [18].

Забарвлення пульта управління повинно бути контрастною щодо органів управління і контрольно-вимірювальних приладів, що розміщуються на ньому.

Кнопки і ключі управління ТК машин повинні бути забезпечені пояснюючими написами.

**Вимоги безпеки, які визначаються особливостями ремонтних,
монтажних, налагоджувальних робіт, транспортуванням,
зберіганням та експлуатацією**

Деталі й вузли ТК масою понад 20 кг, що мають конструкцію, незручну для стропування, повинні мати вантажні гвинти, отвори і інші пристрої, що забезпечують надійне і безпечне кріплення при монтажних роботах.

Схема стропування деталей і вузлів масою понад 100 кг (робочих коліс, кришок, корпусів) повинна бути вказана в експлуатаційній та ремонтній документації.

Транспортування турбокомпресорів та вузлів, що входять в комплект поставки, має проводитися в заводській упаковці без різких поштовхів і ударів. Вимоги до транспортування повинні бути вказані в тарі.

При транспортуванні і зберіганні патрубки і штуцера ТК повинні бути заглушені і запломбовані.

Турбокомпресори повинні встановлюватися в місцях, зручних для проведення монтажних робіт. При монтажі деталей і вузлів масою понад 20 кг робоче приміщення повинно бути забезпечено вантажопідйомними механізмами.

При обслуговуванні машин на висоті більше 1,8 м від рівня підлоги, необхідно передбачити наявність знімних або відкидних площадок або

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		52

сходів, конструкція і розміри яких повинні відповідати ГОСТ 12.2.012-75 [19].

При розтині машини, при веденні ремонтних і монтажних робіт необхідно виключити можливість потрапляння сторонніх предметів в робочу порожнину машини.

Корпус ТК повинен бути надійно заземлений. Для приєднання заземлювального пристрою на корпусі повинен бути передбачений спеціальний болт.

Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики» [20].

В процесі експлуатації ТК необхідно періодично контролювати температуру корпусу підшипників, яка не повинна перевищувати величин, зазначених у технічній документації.

Контроль виконання вимог безпеки повинен здійснюватися:

- а) при перевірці конструкторської документації;
- б) після виготовлення дослідного зразка;
- в) після закінчення монтажу, налагодження та обкатки;
- г) після аналогічних робіт, пов'язаних з перенесенням на інше місце;
- д) після капітального ремонту та реконструкції.

Забрудненість повітря шкідливими речовинами

В умовах підприємств машинобудівної промисловості токсичні агенти та розчинники пил є шкідливими речовинами.

Загальні заходи боротьби із забрудненням повітря включають:

- механізація та автоматизація виробничих процесів;
- максимальна герметичність обладнання;
- усунення токсичних речовин з виробництва або виділення найменш токсичних речовин;
- раціональна структура вентиляційних установок;

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		53

– своєчасне профілактичне обслуговування обладнання.

Загальні заходи щодо контролю пилу на роботі включають:

- раціональна організація процесу, виключає утворення пилу;
- герметизація апарату та обладнання;
- механізація ручних процесів дроблення, відсіву, пакування та завантаження;
- спеціальна вентиляція в запилених місцях;
- систематичне прибирання приміщень мокрим методом або пилососами.

З метою охорони здоров'я працівників та населення в Україні встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин (ГДК) у повітрі робочої зони та ГДК шкідливих речовин у повітрі населених пунктів (SN 245-71 (ДНАП 0,03-3.01-71)) [21].

За ступенем впливу на організм людини шкідливі речовини поділяють на три класи:

- надзвичайно небезпечні речовини (ГДК $< 0,1$ мг / м³);
- високо небезпечні шкідливі речовини (ГДК 0,1-1,0 мг / м³);
- помірно небезпечні шкідливі речовини (ГДК > 10 мг / м³).

Виробничий шум і вібрація

Шум – це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникають внаслідок коливального руху частинок в еластичних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Шум із рівнем звукового тиску до 30 ... 25 дБ є звичним для людей і не турбує його. Коли цей рівень збільшується до 40 ... 75 дБ у навколишньому середовищі, це створює додаткове навантаження на нервову систему, спричиняючи погіршення самопочуття, а при тривалому впливі може бути причиною неврозу. Підвищення рівня шуму вище 75 дБ може призвести до зниження слуху. Під впливом шуму високого рівня (понад 140 дБ) можливий

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		54

розрив барабанної перетинки, удари оболонки та ще більше (понад 140 дБ) смерть.

У компресорних агрегатах основним джерелом шуму є сам компресор та його двигун, а коли компресор із повітряним охолодженням – це також вентилятор, який забирає повітря через теплообмінник.

Найбільш ефективним технічним засобом поводження з шумом є зменшення шуму в джерелі: заміна ударних процесів без удару; гасячі шум деталей і вузлів, вони завдають удару, за допомогою матеріалів, що мають велике внутрішнє тертя; використання деталей з нечутних матеріалів; забезпечення статичного та динамічного балансування рухомих деталей; покращення умов протікання деталей і вузлів із потоками повітря та газу.

Звукоізоляція парканів досягається використанням шумоефективних конструкцій – одношарових з порожнечами, з бетону на пористих агрегатах або з ячеїстого бетону; герметизація вікон, дверей та прорізів. Технологічні процеси контролюються із звукоізоляційних кабін, гучне обладнання розміщується у звукоізоляційних корпусах. Звукопоглинальні екрани, штучні звукопоглиначі та звукопоглинальна обшивка використовуються для поглинання звуку.

Працівники захищені від впливу шуму згідно з ГОСТ 12.2.016.5-91 ССБТ [22] та санітарними нормами СН 2.2.4 / 2.1.8.562-96 [23].

Вібрація – це невеликі механічні коливання, які виникають в пружних тілах, під впливом змінного фізичного поля.

При збільшенні частоти коливань понад 0,7 Гц можливі резонансні коливання в органах. Резонанс людського тіла, окремих органів виникає під впливом зовнішніх сил, коли власні частоти коливань внутрішніх органів збігаються з частотою зовнішніх коливань.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		55

Резонансна область для голови в сидячому положенні з вертикальними коливаннями розташована в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних коливаннях – 1,5...2,0 Гц.

Гігієнічна регуляція вібрацій регулює параметри промислової вібрації та правила роботи з вібронебезпечними механізмами та обладнанням згідно [15], [24].

Методи зниження вібрації в джерелах подібні до методів зниження шуму.

Виробниче освітлення

Промислове освітлення повинно забезпечувати психологічний комфорт, запобігати зоровій та загальній втомі.

Промислове освітлення повинно відповідати наступним вимогам:

1) Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру візуальної роботи.

2) Необхідно забезпечити досить рівномірний розподіл яскравості по робочій поверхні всередині навколишнього простору.

3) На робочій поверхні не повинно бути різких тіней. Наявність гострих тіней створює нерівномірний розподіл поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розмір і форму предметів.

4) У полі зору не повинно бути прямого та відбитого блиску.

Кількість освітленості повинна бути постійною у часі. Освітлення може бути природним і штучним.

Залежно від умов праці рівень освітленості на робочих місцях коливається від 5000 до 50 лк. Так, при постійному загальному спостереженні за процесом освітленість повинна бути не менше 75 лк, при періодичному моніторингу процесу – принаймні 50 лк. Для роботи поза будівлею, на відкритих майданчиках - від 50 до 2 люкс.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		56

Основними джерелами штучного освітлення є лампи розжарювання, люмінесцентні та дугові ртутні люмінесцентні (DRL), натрієві типу DNaO-140, еритема та ін. Еритемні лампи застосовуються для компенсації ультрафіолетових променів.

Для продовження роботи необхідне аварійне освітлення, воно повинно забезпечити не менше 5% нормованих, але не менше 2 лк всередині будинків і 0,5 лк для евакуації людей по лініях основних проходів.

Електробезпека

Відповідно до ГОСТ 12.1.009-76 SSBT [25] Електробезпека – це система організаційно-технічних заходів та засобів, що захищають людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля статичної електрики.

Електричні травми – це локальні травми тканин та органів: електричні опіки та електрометалізація шкіри тощо. Електричний удар – це збудження живої тканини електричним струмом.

Існує чотири ступені ураження електричним струмом:

- скорочення м'язів без втрати свідомості;
- скорочення м'язів при втраті свідомості, але без порушення діяльності серця;
- втрата свідомості при порушенні діяльності серця і дихання;
- клінічна смерть.

Для захисту людей від ураження електричним струмом при пошкодженні ізоляції відповідно до ЕМС слід застосовувати хоча б один із таких заходів: захисне заземлення, заземлення, захисне відключення, ізоляційний трансформатор, низька напруга, подвійна ізоляція.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		57

Захисне заземлення – це навмисне електричне підключення до землі електричних непровідних частин електричного обладнання, які можуть бути під напругою.

Захисне заземлення – це ефективний захід захисту при постачанні електрообладнання з електричних мереж напругою до 1000 В з ізольованим нейтралом і напругою понад 1000 В при будь-якому нейтральному режимі живлення.

Захисне заземлення та заземлення – це металеві частини електричних установок, доступні для контакту з людьми, які можуть отримати напругу внаслідок пошкодження ізоляції. В якості заземлюючих пристроїв електроустановок, перш за все, слід використовувати природні заземлюючі провідники. Можливе використання залізобетонних фундаментів промислових будівель та споруд. За відсутності природного заземлення допускається використання переносного заземлення, наприклад, сталеві труби, прутки, куточки вкручуються в землю.

Схема схеми заземлення корпусу двигуна наведена на рисунку 3.1. Тут 1 – електричний двигун, 2 – електричний ланцюг, 3 – заземлююча шина (контур), 4 – заземлення.

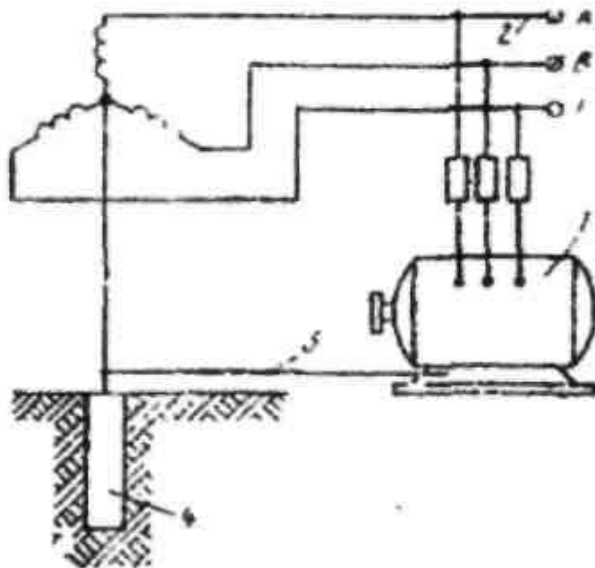


Рисунок 4.1 – Принципова схема заземлення корпусу електродвигуна

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		58

Метеорологічні умови виробничого середовища

Метеорологічні умови виробничих приміщень (мікроклімат) визначаються поєднаннями температури, відносної вологості, швидкості повітря, барометричного тиску, що діють на організм людини. Людський організм постійно виділяє тепло, кількість якого залежить від інтенсивності роботи м'язів і становить 85 ... 500 Дж / с.

Погодні умови у виробничому приміщенні є комфортними, якщо теплопередача та навколишнє середовище тепла, яке виробляє людина, дорівнює виробленню тепла, завдяки чому температура тіла людини залишається на рівні 36,5 ... 37 ° С. Смерть настає при підвищенні температури тіла до 43 ° С і при зниженні нижче 27 ... 25 ° С.

Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Період року	Категорія робіт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний	Легка – I	20-23	60-40	0.2
	Середньої важкості – II	18-20	60-40	0.2
Перехідний	Середньої важкості – II	17-19	60-40	0.3
	Важка – III	16-18	60-40	0.3
Теплий	Легка – I	22-25	60-40	0.2
	Середньої важкості – II	21 -23	60-40	0.3
	Середньої важкості – II	20-22	60-40	0.4
	Важка – III	18-20	60-40	0,5

Вибухонебезпечність

Жодне виробництво (хімічне, холодильне тощо) не завершується без систем високого тиску (трубопроводів, балонів та контейнерів для зберігання та транспортування стиснених, зріджених та розчинених газів, газодержателів тощо).

Герметичність означає непроникність рідини та газу до стінок посудин та трубопроводів. Будь-які системи високого тиску завжди потенційно небезпечні. При розгерметизації створюються небезпечні та шкідливі виробничі фактори залежно від фізико-хімічних властивостей середовища, тобто може виникнути небезпека:

а) отримання опіків під впливом високих чи низьких температур (термічних опіків) та через агресивність навколишнього середовища (хімічні);

б) ризик отримання травми.

Вибухозахист систем високого тиску досягається організаційно-технічними заходами, розробкою інструкцій, регламентів (норм і правил процесу) навчання та інструктаж персоналу, моніторинг та нагляд за дотриманням технологічного режиму, правил і норм телебачення, пожежі безпека. Крім того, обладнання повинно бути обладнане системами вибухозахисту, до яких належать:

– використання гідравлічних замків, затулювань, інертних газів або парових штор;

– захист пристроїв від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв запобіжного тиску (мембрани та клапани безпеки, неповоротні клапани, швидкодіючі клапани тощо).

Запобіжні пристрої:

– пружинні запобіжні клапани;

– важільно-вантажні запобіжні клапани;

					ХКз 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		60

- імпульсні запобіжні пристрої;
- мембранні заходи (розрив розриву, обрізання тощо).

Судна, що працюють під тиском, повинні бути зареєстровані (Держгірпромнагляд України), якщо на них поширюються "Правила будівництва та безпечної експлуатації суден, що працюють під тиском".

Балони для зберігання та транспортування стиснених, зріджених газів пофарбовані в певні кольори.

Таблиця 4.2

Надпис	Колір надпису	Колір полоси	Забарвлення балона
Азот	Жовтий	Коричневий	Чорне
Аміак	Чорний	Коричневий	Жовте
Ацетилен	Червоний	Червоний	Біле
Водень	Червоний	Червоний	Темно-зелене
Стиснуте повітря	Білий	Білий	Чорне
Кисень	Чорний	Чорний	Голубе
Діоксид вуглецю	Жовтий	Жовтий	Чорне

Усі інші горючі гази (колір балонів червоний, колір напису та смужок – білий). Негорючі гази (колір циліндрів чорний, колір напису та смужок – жовтий). Клапан у балоні з горючим газом має ліву різьбу в боковій трубі, а праву – в інертній. Клапан захищений ковпачком. Для стабільності – черевик. Трубопроводи повинні бути пофарбовані відповідно до вимог ГОСТ 14202-69 [18]:

Вода зелена; Пар червоний; Повітря синє; Гази (горючі та негорючі) – жовті; Кислоти – апельсин; Луки – фіолетові; Рідини (горючі та негорючі) – коричневі; Інші речовини сірі.

Газопроводи прокладаються з невеликим ухилом у напрямку руху газу, а на дні водопроводу передбачений буферний бак з краном для систематичного відведення водного конденсату та нафти.

Щоб уникнути напружень від термічних деформацій, особливо в приморських газопроводах, спеціальні компенсатори влаштовують у вигляді П-подібних секцій.

Трубопроводи для транспортування O_2 (рідкого та газоподібного) періодично та після кожного ремонту знежирюють трихлоретиленом або тетрахлоретиленом. Трубопроводи, по яких паливо та окислювач подаються в реакційну зону, обладнані спеціальними пристроями: автоматичними клапанами, зворотними клапанами, гідравлічними замками, протипожежною та вибухозахисною захистом. Зворотні клапани запобігають зворотному потоку робочої рідини у разі горіння та появи зворотного тиску. Ворота використовуються в генераторах C_2H_2 для запобігання зворотного полум'я від пальника зварювального апарату до генератора.

Пожежна небезпека

Температура спалаху – мінімальна температура, при якій пари цієї речовини утворюють суміш з повітрям над її поверхнею і загоряються, коли наближається полум'я.

Температура самозаймання – мінімальна температура горючої речовини, при якій відбувається різке підвищення швидкості екзотермічних реакцій, що призводить до несанкціонованого виникнення полум'я.

Необхідно забезпечити захист від пожежі:

- засоби пожежогасіння;
- автоматична пожежна сигналізація та пожежогасіння;
- засоби індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		62

Основними вогнетривкими матеріалами є вода, хімічні та повітряно-механічні піни, водні розчини солей, інертні та негорючі гази, водяна пара, маловуглецеві та вогнегасні суміші та сухі вогнегасні порошки.

У виробничому приміщенні в основному використовуються вогнегасники вуглекислого газу, перевага яких – висока ефективність пожежогасіння, безпека електронного обладнання. Діелектричні властивості CO₂ дозволяють використовувати ці вогнегасники, коли неможливо знеструмлювати пристрій.

4.2. Розрахунок занулення

Щоб уникнути електричних травм у робочій кімнаті, електроустановки повинні бути занулені, оскільки їх робоча напруга перевищує 42 В. Занулення здійснюється шляхом навмисного виконання металевого з'єднання деталей, зведеного нанівець, із заземленою нейтраллю трансформатора живлення.

У приміщенні можливе використання нейтралі у вигляді плит із струмопровідними матеріалами, вони закріплені по краю робочих столів, а підлога забезпечена антистатичним покриттям.

Необхідно розрахувати систему захисного занулення трансформатора потужністю 400 кВт (з'єднання обмоток трансформатора – це трикутник). Асинхронний електродвигун серії 4А, = 380 В, n = 3000 хв⁻¹, тип двигуна 4А112М2У3.

Перевіряємо умову забезпечення пробивної здатності заземлення

$$I_{к.з} \geq 3 \cdot I_{пл.вст}^H,$$

де $I_{к.з}$ – струм короткого замикання;

$I_{пл.вст}^H$ – номінальний струм плавкої вставки.

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Визначимо номінальний струм електродвигуна

$$I_{\text{э.д}}^{\text{н}} = \frac{1000 \cdot P}{\sqrt{3} \cdot U_{\text{н}} \cdot \cos \alpha},$$

де P – номінальна потужність електродвигуна, кВт;

$U_{\text{н}}$ – номінальна напруга, В;

$\cos \alpha$ – коефіцієнт потужності.

Таким чином, номінальний струм електродвигуна

$$I_{\text{э.д}}^{\text{н}} = \frac{1000 \cdot P}{\sqrt{3} \cdot U_{\text{н}} \cdot \cos \alpha} = \frac{1000 \cdot 5,5}{\sqrt{3} \cdot 380 \cdot 0,89} = 9,4 \text{ А}.$$

Відношення пускового струму двигуна до номінального

$$\frac{I^{\text{пус}}}{I^{\text{н}}} = 7,5.$$

Виходячи з цього, пусковий струм електродвигуна дорівнює:

$$I_{\text{э.д}}^{\text{пус}} = I_{\text{э.д}}^{\text{н}} \cdot 7,5 = 9,4 \cdot 7,5 = 70,5 \text{ А}.$$

Плавкі вставки вибираються за величиною пускового струму електродвигуна з урахуванням режиму його роботи:

$$I_{\text{пл.вст}}^{\text{н}} = \frac{I_{\text{э.д}}^{\text{пус}}}{\alpha},$$

де α – коефіцієнт режиму роботи (для асинхронних двигунів $\alpha = 1,6 \dots 2,5$).

Розрахуємо номінальний струм плавкої вставки:

$$I_{\text{пл.вст}}^{\text{н}} = \frac{I_{\text{э.д}}^{\text{пус}}}{\alpha} = \frac{70,5}{1,6} = 44,1 \text{ А}.$$

Визначаємо значення струму короткого замикання:

$$I_{\text{к.з}} \geq 3 \cdot I_{\text{пл.вст}}^{\text{н}} = 3 \cdot 44,1 = 132,3 \text{ А}.$$

Вибираємо стандартне значення перерізу нульового провідника 4×50 мм і розраховуємо густину струму δ :

$$\delta = \frac{I_{\text{к.з}}}{S} = \frac{132,3}{200} = 0,67 \frac{\text{А}}{\text{мм}^2}.$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		64

Визначаємо активні й індуктивні опори провідників. Для цього задаємося перетином і довжиною нульового l_n і фазового l_ϕ металевих провідників:

$$l_n = 50 \text{ м}, \text{ перетин } 4 \times 50 \text{ мм}, \text{ площа поперечного перерізу } S = 200 \text{ мм}^2;$$

$$l_\phi = 100 \text{ м}, \text{ перетин } \Phi = 8 \text{ мм}, \text{ площа поперечного перерізу } S = 50,27 \text{ мм}^2.$$

Перетин нульового провідника і його матеріал вибирається за умови, що повна провідність нульового провідника буде не менше, ніж 50% повної провідності фазового проводу:

$$\frac{1}{(R_n + X_n)} \geq \frac{R_\phi + X_\phi}{2}.$$

Активний опір фазового проводу визначається в залежності від площі перетину і густини струму:

$$R_\phi = r \cdot l_\phi = 6,4 \cdot 0,1 = 0,64 \text{ Ом}.$$

Аналогічно визначаємо активний опір нульового проводу:

$$R_n = r \cdot l_n = 1,08 \cdot 0,05 = 0,054 \text{ Ом}.$$

Визначаємо внутрішні індуктивні опори фазового і нульового провідників X_ϕ та X_n :

$$X_\phi = X_\omega \cdot l_\phi = 3,84 \cdot 0,1 = 0,038 \text{ Ом},$$

$$X_n = X_\omega \cdot l_n = 0,65 \cdot 0,05 = 0,0325 \text{ Ом}.$$

де X_ω – індуктивний опір провідників, Ом.

Значення зовнішнього індуктивного опору петлі фаза-нуль для практичних розрахунків приймається $X_1 = 0,6 \text{ Ом/км}$.

Загальна довжина петлі фаза-нуль 150 м.

Тоді $X_1 = 0,6 \cdot 0,15 = 0,09 \text{ Ом}$.

$$I_{к.з} = \frac{U_\phi}{\frac{Z_T}{3} + Z_{II}},$$

					ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де U_{ϕ} – фазова напруга, В;

Z_T – опір трансформатора, Ом;

Z_{II} – опір петлі фаза-нуль, який визначається за формулою:

$$\begin{aligned} Z_{II} &= \sqrt{(R_{\phi} + R_n)^2 + (X_{\phi} + X_n + X_1)^2} = \\ &= \sqrt{(0,64 + 0,054)^2 + (0,038 + 0,0325 + 0,09)^2} = 0,71 \text{ Ом.} \end{aligned}$$

Тоді струм короткого замикання:

$$I_{к.з} = \frac{U_{\phi}}{\frac{Z_T}{3} + Z_{II}} = \frac{380}{\frac{0,056}{3} + 0,71} = 522 \text{ А.}$$

Виконуємо перевірку умови надійного спрацьовування захисту:

$$I_{к.з} \geq 3 \cdot I_{нл.вст}^H; \quad 522 > 3 \cdot 44,1 = 132,3.$$

Струм короткого замикання більш ніж в три рази перевищує значення струму запобіжника; тому при короткому замиканні на корпус запобіжник згорить протягом 3...5 с. Завдяки цьому відбудеться відключення пошкодженої фази.

Відповідно до значення номінального струму виберіть запобіжну вставку РН 2-100 50А U3 з номінальним струмом 50 А при напрузі 380 В.

					<i>ХКЗ 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		66

4.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Завдання цивільної оборони України:

- запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного походження та прийняття заходів щодо зменшення втрат та втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, великих пожеж та стихійних лих;
- інформувати громадськість про загрозу та надзвичайні ситуації у мирний та воєнний час та постійно інформувати його про поточну ситуацію;
- захист населення від наслідків стихійних лих, аварій, катастроф, великих пожеж та зброї, які були використані;
- організація життєзабезпечення населення під час аварій, катастроф, стихійних лих та у воєнний час;
- організація та проведення рятувальних та інших аварійних операцій у зонах стихійних лих та уражень;
- створення систем для аналізу та прогнозування, управління, запобігання та зв'язку, моніторингу та моніторингу радіоактивного забруднення, хімічного та біологічного забруднення, підтримання їх готовності до постійної експлуатації в надзвичайних ситуаціях миру та війни;
- підготовка та перепідготовка керівництва цивільної оборони, її керівних органів, підготовка населення до вміння користуватися засобами індивідуального захисту та реагування на надзвичайні ситуації.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		67

СПИСОК БІБЛІОГРАФІЧНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фролов Е.С. и др. Механические вакуумные насосы.– М. : Машиностроение, 1989. – 288 с., ил.
2. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы.– М. : Машиностроение, 1971. – 128 с., ил.
3. Вертепов Ю. М. Методичні вказівки до індивідуальної роботи "Тепловий розрахунок ротаційної пластинчастої машини" з курсу "Об'ємні компресори" / Ю. М. Вертепов. – Суми : СумДУ, 2009. – 13 с.
4. Головинцов А.Г. и др. Ротационные компрессоры.– М. : Машгиз, 1964. – 314 с.
5. Вакуумная техника. Справочник по ред. Е.С. Фролова. – М. : Машиностроение, 1985. – 360 с.
6. Чернавский С. А., Боков К. Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.
7. Вертепов Ю. М. Прочностной расчет ротора ротационно-пластинчатой машины / Сб. Компрессорное и энергетическое машиностроение, №3(37).– Сумы : 2014. – С. 38-40.
8. Свердлов Г. З., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М. : Пищевая промышленность, 1978. – 264 с.
9. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
10. ГОСТ 12.2.003-74 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
11. ГОСТ 12.2.007.0-75 ССБТ. Изделия электротехнические. Общие

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		68

требования безопасности.

12. ГОСТ 12.2.020-76 ССБТ. Электрооборудование взрывозащищенное. Классификация. Маркировка.
13. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
14. ДСП 173-96 Державні санітарні правила планування та забудови населених пунктів.
15. ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008 ССБТ. Вибрационная безопасность Общие требования.
16. ДНАОП 0.00-1.15-71. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов для горючих, токсичных и сжиженных газов (ПУГ-69).
17. ГОСТ 12.4.026-76 ССБТ. Цвета сигнальные и знаки безопасности.
18. ГОСТ 14202-69 Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки.
19. ГОСТ 12.2.012-75 ССБТ. Приспособления по обеспечению безопасного производства работ. Общие требования.
20. ДНАОП 0.00-1.29-97. Правила захисту від статичної електрики.
21. СН 245-71 (ДНАОП 0.03-3.01-71). Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий.
22. ГОСТ 12.2.016.5-91 ССБТ. Оборудование компрессорное. Шумовые характеристики и защита от шума. Построение (изложение, оформление, содержание) технических документов.
23. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
24. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы.
25. ГОСТ 12.1.009-76 ССБТ. Электробезопасность. Термины и определения.

					<i>ХКз 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		69