

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
на тему: «Розроблення пневматичного приводу для кульового крану DN700 PN100
магістрального газопроводу»

Здобувач групи К.м-21

Ярина Владислав Ростиславович

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ ЯРИНА Владислав
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

Консультант _____
(підпис)

Суми 2023

ЗМІСТ

С.

1. Вступ.....	3
2.Струменно-реактивна ступень.....	5
2.1 Принцип дії струминно-реактивної ступені.....	5
2.2.Структура пневматичної системи	8
2.3.Турбінний пневмотор зі струминно-реактивною турбіною	9
2.4.Вибір типу пневмомотора.....	14
3.Вихідні дані.....	16
4. Кінематичні співвідношення у передачах приводу турбінного пневматичного	17
5. Газодинамічні розрахунки.....	19
6. Розрахунок редуктора.....	26
7. Розрахунок зубчастих коліс редуктора	28
8.Технологічна частина.....	43
8.1.Виготовлення валу-шестерні.....	43
8.2.Виготовлення втулки.....	49
9.Охорона праці.....	52
9.1.Небезпечні та шкідливі фактори компресорного виробництва.....	52
9.2.Ураження електричним струмом.....	58
9.3.Вібрації.....	59
9.4.Вибухонебезпека.....	60
9.5.Монтаж трубопроводів.....	61
9.6.Шум при роботі агрегата.....	61
9.7.Шум реактивних двигунів.....	63
10.Висновок.....	64
11.Список використаних джерел.....	65

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			
Розроб.		<i>Ярина</i>			Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>Мелейчук</i>			2		
Н. контр.					К.М-21		
Затв.		<i>Ванєєв</i>					
Розроблення пневматичного приводу для кульового крану DN700 PN100 магістрального газопроводу							

1. Вступ

У останні роки все більшою популярністю користуються пневматичні двигуни, які відрізняються своєю малогабаритністю, низьким споживанням енергії, надійністю та зручністю у використанні. Один з найбільш перспективних представників цього класу, що повністю відповідає вказаним вимогам, — це струменево-реактивний двигун (СРД).

У порівнянні з шестерневими поршневыми, ротаційними та турбінними пневмодвигунами, СРД має численні переваги. Наприклад, шестеренні пневмодвигуни характеризуються великою металомісткістю, збільшеними габаритами та високим рівнем шуму під час роботи. Поршневі пневмодвигуни відзначаються швидким зношуванням через наявність великої кількості кінематичних пар та складність конструкції. Ротаційні мають низьку надійність, оскільки стикаються з забрудненням робочого середовища мастильними матеріалами та безпосередньо робочим середовищем. Турбінні пневмодвигуни відзначаються високою оборотистістю та складністю виготовлення, а також конструктивною складністю здійснення реверсивного руху та необхідністю виконання багатоступінчастих схем при спрацьовуванні великих перепадів тисків. СРД об'єднує всі переваги турбінних пневмодвигунів, такі як простота конструкції та обслуговування, надійність та відсутність олії в робочій порожнині. Крім того, СРД здатний ефективно працювати при великих перепадах тиску, його конструкція є простою у виготовленні та легкою у реверсі. У сфері арматуробудування одноходові (лінійні) поршневі пневматичні та пневмогідрравлічні приводи також широко використовуються. Приводи кульових кранів використовують пневматичні поршневі приводи для кранів із умовними діаметрами проходу (Ду) менше 300 мм, тоді як пневмогідрравлічні приводи застосовуються для кранів із Ду більше 300 мм. Важливо враховувати, що у складних кліматичних умовах рухомі частини поршневих пневмодвигунів можуть примерзати і заклинювати, що може викликати аварійні ситуації, нещасні

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

випадки, зміни технологічного процесу та порушення регламентних робіт обладнання при подальшому зриві. Пневмогідролічні двигуни, які мають гідравлічну систему, вимагають дефіцитних рідин, постійного контролю за їх наявністю в системі, коректної роботи обслуговуючого персоналу та точного дозування їх кількості. У той час як приводи струменево-реактивних двигунів (СРД), у порівнянні з пневмогідроприводами, характеризуються меншою масою та габаритами. Крім того, вони зменшують вимоги до якості газу та можуть працювати в широкому діапазоні зміни параметрів робочого тіла на вході, завдяки можливостям струменево-реактивної турбіни (СРТ) як силового елемента СРД.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

утворенням двох безперервних газових трактів (ГТ). Для зменшення аеродинамічного опору і підвищення жорсткості трубки-плечі 10 і 11 закриті привареними до них обтічниками 15 і 16. Перед торцевими входами 5 і 6 з кожного боку валу і співвісно йому встановлені двопозиційні регулятори (на малюнку не показані) з регульованими живильними сопла 2 для підведення робочого тіла (РТ) у ГТ турбіни.

Між зрізом заживлених сопел і торцями валу утворені осьові зазори з метою унеможливлення контакту при обертанні валу. У вхідних ділянках ГТ встановлені дифузорні елементи (дифузори) 24 і 25 відповідно у вигляді втулок з вхідною циліндричною ділянкою, площа перерізу якого менше площі перерізу основного каналу ГТ і, далі, з дозвуковим дифузорним переходом, що розширюється, до основного каналу ГТ. Принцип дії струменево-реактивної турбіни (СРТ) полягає в перетворенні потенційної енергії стисненого газу в кінетичну енергію понад звуковий струмінь, що витікає з тягового сопла (ТС). В результаті утворюється реактивна сила тяги на ТС і відповідно момент, що крутить, вал турбіни, а при обертанні валу здійснюється механічна робота. Процес перетворення потенційної енергії РТ в кінетичну енергію струменя, що витікає, є основним і відбувається в тяговому соплі. При цьому ефективність процесу перетворення і, отже, ефективність (ККД) турбіни загалом зростають із зростанням тиску РТ перед ТС. У зв'язку з цим підведення РТ до ТЗ має здійснюватися з найменшими втратами енергії (повного тиску) РТ. Підведення РТ до ТС у роторі турбіни здійснюється за допомогою відповідного газотурбінного (ГТ) пристрою. Геометричні характеристики (розміри та відношення) елементів газотурбінного двигуна визначені з урахуванням мінімізації втрат енергії в результаті роботи газотурбінного двигуна. Підведення робочого тіла в газотурбінний двигун обертового ротора здійснюється за допомогою безконтактних пристроїв, які втілюють принцип газодинамічного надзвукового замикання вхідної зони каналу газотурбінного двигуна. Ці

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

пристрої складаються з відновлених надзвукових сопел (ПС) 21 і 22, встановлених з осьовим зазором перед торцевими входами в канал газотурбінного двигуна (статорна частина), і втулок-дифузорів 23 і 24 (роторна частина). [1]

Відновлені сопла виконані недорозширеними та мають діаметр зрізу менший діаметру вхідної циліндричної частини втулок дифузорів. У відновленому соплі потік робочого тіла розганяється до надзвукової швидкості, і струмінь, що розширюється, проходить осьовий зазор і входить в циліндричний канал втулки-дифузора, замикаючи собою газотурбінний двигун, оскільки слабкі обурення не можуть рухатися проти надзвукового потоку. Співвідношення критичних перерізів живильного та тягового сопел обрані так, щоб виникнення стрибка ущільнення та перехід потоку на дозвукову швидкість відбувалося у вхідній циліндричній частині втулки-дифузора, забезпечуючи мінімальні втрати енергії від газотурбінного двигуна. Далі дозвуковий потік гальмується в розширенні дифузора і рухається основним каналом газотурбінного двигуна з невеликою швидкістю до турбінного сопла. При цьому використання втулок-дифузорів на вході газотурбінного двигуна забезпечує зменшення надзвукової швидкості струменя перед стрибком ущільнення, що призводить до зменшення інтенсивності стрибка і, відповідно, втрат енергії на цьому етапі. [1-4]

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.2 Структура пневматичної системи

Пневматична система – це технічна система, що складається з пристроїв, які перебувають у безпосередньому контакті з робочим газом (повітрям). Енергію стиснутого повітря промислових пневматичних систем використовують для надання руху механізмам і машинам, автоматичного керування технологічними процесами, піскоструминного очищення, перемішування розчинів, розпилення фарб, транспортування сипких матеріалів, дуття в доменні печі тощо. Найширшого застосування енергія стиснутого повітря набула в пневмоприводах. Промислові пневмоприводи класифікуються за різними ознаками, наведеними на рисунку 2.1.

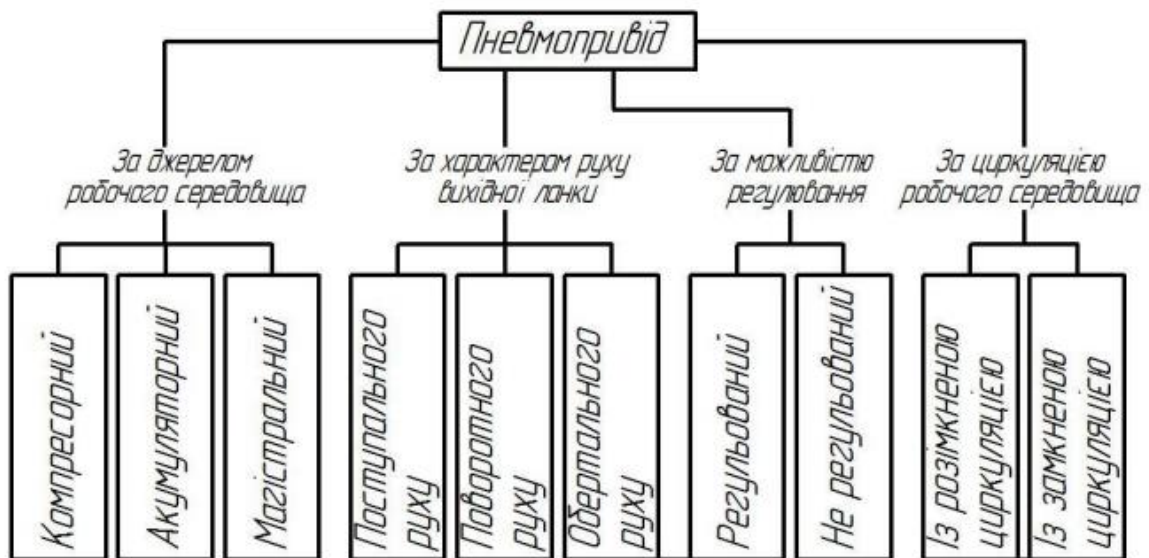


Рисунок 2.1 – Класифікація пневмоприводів

У компресорному пневмоприводі стиснуте повітря подається в пневмодвигун компресором. В акумуляторному приводі стиснуте повітря надходить до пневмодвигуна з пневмоакумулятора, попередньо зарядженого від зовнішнього джерела, що не входить до складу привода. Найбільш широкого використання в промисловості набули магістральні пневмоприводи, в яких стиснуте повітря подається до пневмодвигунів від

пневмомагістралей (заводської, цехової тощо), що не входить до складу привода. [1-4]

2.3 Турбінний пневмомотор зі струминно-реактивною турбіною

Основними перевагами струминно-реактивної турбіни (рис. 3.29, 3.30) перед класичними турбінами (відцентровими та осьовими) є: простота конструкції (особливо у реверсивному виконанні), низька собівартість виготовлення, виробнича технологічність, відсутність складних профільованих лопатей елементів газового тракту, низька інерційність, можливість ефективного спрацювання в одному ступені великого відношення тисків, висока надійність роботи на забрудненому та вологому робочому тілі, особливо за малих витрат і низьких температур, що зумовлено суцільним (одноканальним) газовим трактом (у класичних турбінах у цих умовах газовий тракт, розділений лопатями на безліч малорозмірних каналів, може перемерзати або забиватися). На рисунку 2.1 показана конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної турбіни, на рисунку 2.2 – струминно-реактивний пневмодвигун (пневмомотор) із використанням цієї турбіни.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

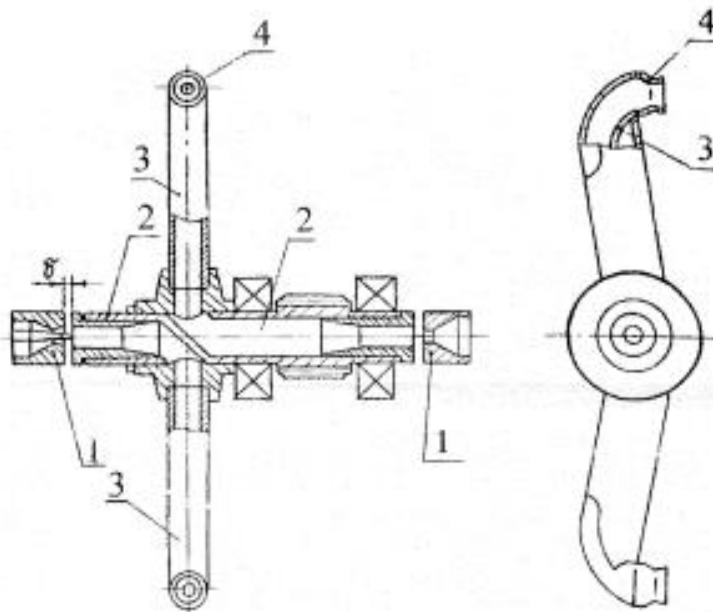


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної турбіни: 1 – живильне сопло; 2 – порожнистий ротор; 3 – газовий тракт; 4 – тягове сопло.



Рисунок 2.3 – Струминно-реактивний пневмодвигун (пневмомотор зі струминно-реактивною турбіною)

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 18.00.00.00 ПЗ

Арк.

10

Газ через живильне сопло 1 підводиться до порожнистого вала ротора 2 і далі по газовому тракту 3 – до тягового сопла 4. У тяговому соплі потенціальна енергія стиснутого газу перетворюється на кінетичну енергію струменя, який, витікаючи з надзвуковою швидкістю з тягового сопла, створює реактивну силу і відповідно крутний момент на валу турбіни. За малих діаметрів робочого колеса (до 0,2 м) і великих відношень тисків ККД струминно-реактивної турбіни може наближатися до ККД класичної турбіни. Крім того, ротор струминно-реактивної турбіни має менший момент інерції порівняно з ротором класичної турбіни, що дозволяє отримати більш динамічну систему, збільшує швидкодію. До недоліків струминно-реактивної турбіни можна віднести низький ККД (в основному через значний аеродинамічний опір обертанню ротора в оточуючому середовищі), швидкохідність (максимум ККД перебуває в області 52 порівняно високих частот обертання), можливість ефективної роботи лише за порівняно великих відношень тисків (більше ніж 3).

Пневмомотори зі струминно-реактивною турбіною застосовують як виконавчі пристрої в приводах кульових кранів великих прохідних перерізів, використовуваних у газовій промисловості, в різноманітних системах керування і автоматичного регулювання. Турбінний пневмомотор із вихровою турбіною Вихрова турбіна (див. рис. 2.2, 2.3.) порівняно з осьовою або відцентровою простіша конструктивно, більш технологічна і дешевша щодо виготовлення. В області низьких витрат, малих потужностей, коли потрібні невеликі габарити і вага, вихрова турбіна за інших однакових умов (знімаються потужність, габарити, ККД) дозволяє виключити основний недолік класичних турбін – високооборотність. Оптимальна частота обертання вихрової турбіни менша за оптимальну частоту обертання класичної турбіни. Вихровий пневмомотор має більш високе відношення пускового моменту до номінального (за цим показником він поступається лише поршневому пневмомотору). ККД вихрових турбін, що був отриманий

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

на цей час, становить 30 – 40 %. До недоліків вихрових пневмомоторів можна віднести відносно низький ККД і підвищену чутливість до зазорів між робочим колесом та корпусом.

На рисунку 2.3 показана конструктивна схема вихрової пневматичної турбіни із зовнішнім периферичним каналом, на рисунку 3.3 б – із периферичнобічним каналом, а на рисунку 3.2 – пневмомотор із вихровою турбіною. Турбіна складається із сопла 1, робочого колеса 5 та корпусу 3, в якому виконані робочий канал 2 і вихідний отвір. Між соплом і вихідним отвором установлений відсікач (роздільник) 6. [1-4]

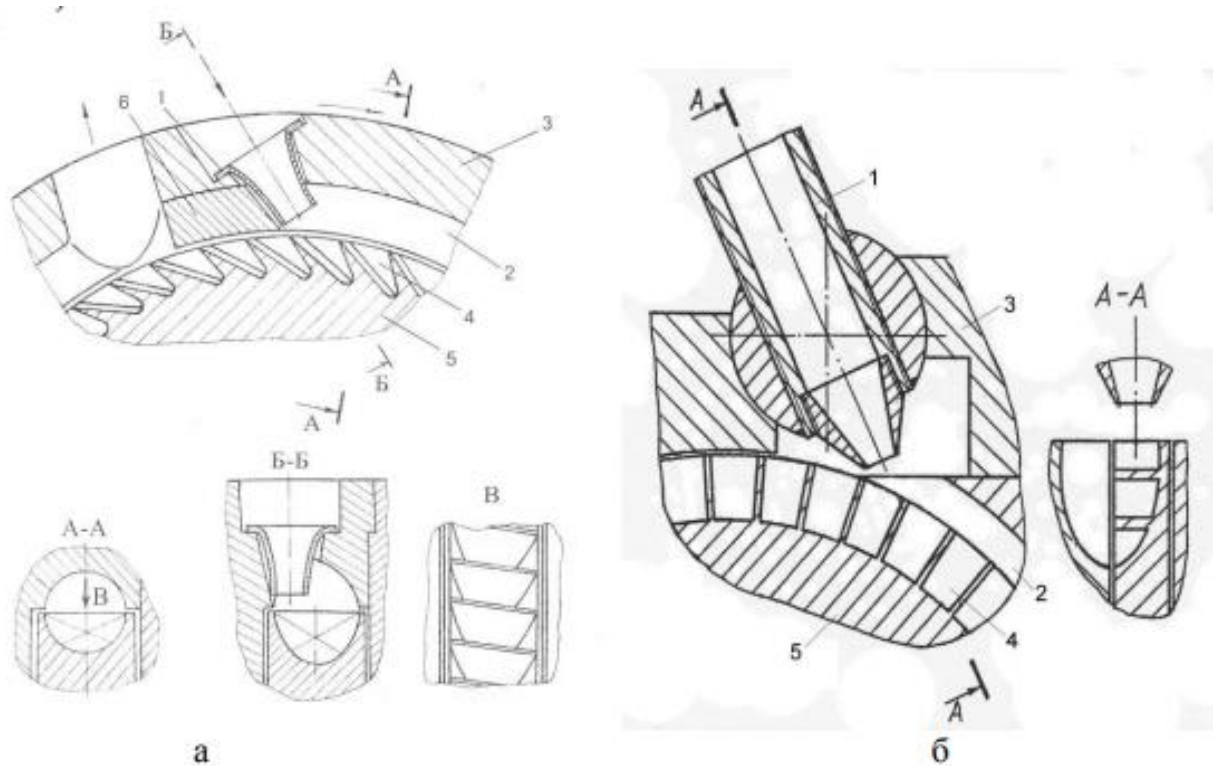


Рисунок 2.4– Конструктивна схема вихрового ступеня: а – із зовнішнім периферичним каналом

б – із периферично-бічним каналом; 1 – сопло; 2 – робочий канал; 3 – корпус; 4 – міжлопатевий канал; 5 – робоче колесо; 6 – відсікач 5,3

Турбіна працює таким чином: робоче тіло через сопло 1 надходить до проточної частини, утвореної каналом 2, корпусом 3 і міжлопатевими каналами 4 робочого колеса 5, що обертається в корпусі з малими

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

радіальними й торцевими зазорами. Потенціальна енергія стиснутого газу перетворюється на кінетичну частково у соплі, а частково у каналі корпусу і міжлопатевих каналах робочого колеса. Під час взаємодії потоку газу з лопатями робочого колеса відбувається перетворення кінетичної енергії на механічну роботу на валу турбіни. З проточної частини газ відводиться через вихідний отвір. Частинки газу в проточній частині турбіни рухаються спіралеподібними траєкторіями від входу до виходу машини, багаторазово взаємодіючи з лопатями робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію.



Рисунок 2.5 – Зовнішній вигляд пневмомотора з вихровою турбіною

Вихрові пневмомотори застосовують у пневмоінструменті, в турбогенераторах невеликої потужності (зокрема, як аварійні турбогенератори на газорозподільних станціях магістральних газопроводів).

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.4 Вибір типу пневмомотора

Жоден із розглянутих типів пневмомоторів не є бездоганим, придатним для будь-якого випадку. Кожен із них має власні переваги й недоліки, і вибір типу мотора в кожному конкретному випадку повинен супроводжуватися всебічним оцінюванням його особливостей, зокрема й економічним аналізом. Іноді буває вигідно втратити ККД, але виграти в масі та розмірах або ж програти в розмірах, але виграти в довговічності тощо. Найбільшу частоту обертання здатні розвивати турбінні пневмомотори, найменшу – мембранні, поршневі, шестеренні.





Радіально-поршневі двигуни рекомендується застосовувати за робочих швидкостей обертання нижче від 25 – 30 % швидкості холостого обертання, тому що за цієї швидкості вони краще регулюються і менше споживають повітря. Пластинчасті, гвинтові й турбінні мотори розвивають стабільний крутний момент, а в мембранних, поршневих і шестеренних моторах момент пульсуючий. Найбільш високий адіабатний ККД і найменші втрати стиснутого повітря мають поршневі й мембранні мотори. ККД пластинчастих і шестеренних моторів набагато нижчий за рахунок значних втрат повітря в довкілля. Знижує ККД також установлення глушників шуму. ККД турбінних двигунів високий лише за великих потужностей. Витрата повітря на одиницю потужності менша в тих моторів, які працюють із частковим розширенням стиснутого повітря, тому витрата повітря для прямозубих і косозубих шестеренних моторів перевищує витрату для інших типів. Витрата повітря для турбінних двигунів малої потужності є досить значною.

Найбільш низьку масу на одиницю потужності мають пластинчасті, турбінні та аксіально-поршневі мотори, внаслідок цього вони є основними типами для привода ручного інструменту. Турбінні й пластинчасті мотори відрізняються від інших мінімальними розмірами. У пневмомоторах легко здійснюється регулювання крутного моменту і частоти обертання шляхом

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		14

зміни тиску та витрати повітря. Всі типи моторів, окрім мембранних і шестеренних із шевронними зубцями, можуть бути виконані реверсивними. Однак мотори з реверсуванням менш потужні та споживають більше повітря.

Часто застосовують пневмомотори з шестеренними редукторами, що підвищує крутний момент на величину передавального відношення і зменшує ефект впливу зміни навантаження на частоту обертання. Мотори не мають жорсткої характеристики і за зміни навантаження змінюють частоту обертання. Вони можуть бути зупинені під навантаженням у будь-який час без небезпеки пошкодження або нагрівання їх деталей. Пневмомотори незалежно від їх конструктивного типу позначають на принципових пневматичних схемах, як показано в таблиці 2.1. [1-4]

Пневмомотор	Нерегульований	Регульований
Нереверсивні		
Реверсивні		

Таблиця 2.1 – Умовні позначення пневмомоторів на принципових пневматичних системах

3. Вихідні дані

Існують вихідні дані для проектування ряду турбінних пневмоприводів представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для проектування ряду пневмоприводів шарових кранів

Найменування крану	Крут. момент на крані, Н*м		Час упр. краном (не більше)		Час упр. краном (прийнято)	
	$\Delta P=2,$ МПа	$\Delta P=10,$ МПа	$\Delta P=10,$ МПа	$\Delta P=2,$ МПа	$\Delta P=10,$ МПа	$\Delta P=2,$ МПа
DN 200 PN100		5000	4		3.5	
DN300 PN100		8000	6		4	
DN400 PN100		17000	8		7.5	
DN500 PN100	7000	28000	10	30	7.5	28
DN700 PN100	11000	50000	14	42	9	35
DN1000 PN100	35000	160000	20	60	15	50
DN1200 PN100	65000	250000	24	72	20	70
DN1400 PN100	88000	400000	28	84	27	80

В подальшому досліджується і проектується струминно-реактивна турбіна для приводу шарового крану DN700 PN100

4. Кінематичні співвідношення у передачах приводу турбінного пневматичного

Основні вихідні данні:

Обертовий момент на валу куліси при $\Delta P = 2$ МПа - 11000 Н·м.

Обертовий момент на валу куліси при $\Delta P = 10$ МПа - 50000 Н·м.

Розрахунок кінематичного привода зводиться до виявлення силових параметрів для наступних елементів привода:

важіль;

з'єднання гвинт-гайка;

зубчасті передачі.

На рис. 4.1 показано принципову схему СРП з гвинтокулісним механізмом.

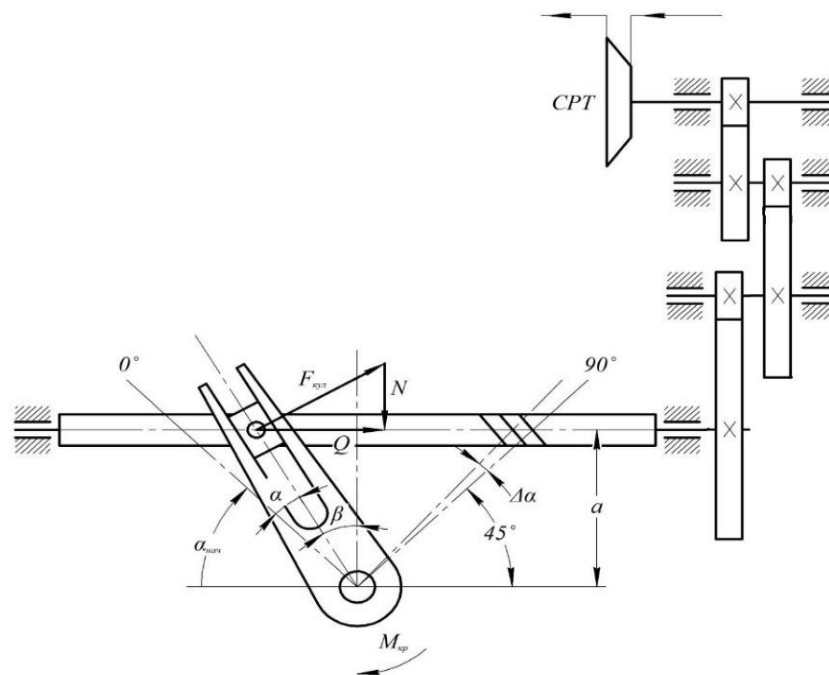


Рисунок 4.1 – Принципова схема СРП з гвинтокулісним механізмом

Номінальне навантаження між важелем та повзуном

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \cos \alpha}{L} = \frac{11000 \cdot \cos 45}{0,38} = 20468,9 \text{ Н} \quad (4.1)$$

де L - відстань між віссю гвинта та віссю шпинделя, м $L = 0,380$;

α - кут повороту важеля, град $\alpha = 45$.

Осьове навантаження на гвинт

$$Q = N \cdot \cos \alpha = 20468,9 \cdot \cos 45 = 14473,7 \text{ Н} \quad (4.2)$$

Рухомий момент, необхідний створення зусиль

$$M_{\epsilon-z} = Q \cdot \frac{D_{cp}}{2} \cdot \frac{\alpha_{рад}}{1000} = 14473,7 \cdot \frac{40}{2} \cdot \frac{0,2754}{1000} = 79,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.3)$$

де D_{cp} – середній діаметр різьблення гвинта, $D_{cp} = 40$ мм

$\alpha_{рад}$ - кут різьблення, рад

$$\alpha_{рад} = 0,2754 [1] \text{ с.593 табл. 123}$$

P_h – хід різьби, м

$$P_h = Z \cdot S = 2 \cdot 0,008 = 0,016, \quad (4.4)$$

де Z – число заходів трапецоїдальної різьби $Z = 2$,

S – шаг трапецеїдального різьблення, $S = 0,008$, м

Крутний момент на 2-му проміжному валу циліндричної передачі 3-го ступеня редуктора

$$M_{\text{ц.п11cm}} = \frac{M_{\epsilon-z}}{U} \cdot \eta_{\text{ц.п}} \cdot \eta_{\text{подш}} = \frac{79,7}{3,62} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 21,4 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.5)$$

Де U - передавальне число циліндричної передачі, $U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{76}{21} = 3,62$;

$\eta_{\text{ц.п}}$ - к.п.д. циліндричної передачі, $\eta = 0,97$;

$\eta_{\text{подш}}$ – к.п.д. однієї пари підшипників кочення, $\eta_{\text{подш}} = 0,99$.

Крутний момент на 1-му проміжному валу циліндричної передачі 2-го ступеня редуктора

$$M_{\text{ц.п1cm}} = \frac{M_{\text{ц.п11cm}}}{U} \cdot \eta_{\text{ц.п}} \cdot \eta_{\text{подш}} = \frac{21,4}{6,27} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.6)$$

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

де U – передавальне число циліндричної передачі, $U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{94}{15} = 6,27$.

Крутний момент на вхідному валу при тиску 2 МПа

$$M_{ex} = \frac{M_{y.n11cm}}{U} \cdot \eta_{y.n} \cdot \eta_{поди} = \frac{10,3}{5,89} \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,68 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.7)$$

де U – передавальне число передачі, $U = \frac{z_1}{z_2} = \frac{112}{19} = 5,89$

Результати розрахунку при повному перепаді ($\Delta P = 10$ МПа) представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – результати розрахунку при ($\Delta P = 10$ МПа)

Найменування параметра	Значення
Номинальне навантаження між важелем та повзуном N , Н	20468,9
Осьове навантаження на гвинт Q , Н	14473,3
Рухомий момент M_{6-2} , Н·м	79,7
Крутний момент на 2-му проміжному валі $M_{y.n11cm}$, Н·м	21,4
Крутний момент на 1-му проміжному валі $M_{y.n1cm}$, Н·м	10,3
Крутний момент на вхідному валі M_{ex} , Н·м	1,68

Момент на валу ручного дублера

$$M_{РД} = Q \cdot \frac{d_{штурвала}}{2} = 150 \cdot \frac{600}{2} = 450 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.8)$$

де Q – зусилля на рукоятці, Н $Q = 150$ Н,

$d_{штурвала}$ – діаметр штурвала, м $d_{штурвала} = 0,6$.

5. Газодинамічні розрахунки

Основні вихідні дані:	Найменування параметра
Значення, робоче середовище	природний газ

Показник адіабати	k = 1,312;
Повний тиск, МПа	$P_n^* = 2$
Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_{окр.сп} = 0,1$;
Температура гальмування газового потоку перед живильним соплом,	$T_n^* = 288$
Діаметр критичного перерізу підводного сопла СРТ, мм	$d_{кр.п} = 4,0$
Діаметр на вході в дифузор СРТ, мм	$D_{wh} = 5,0$
Діаметр робочого колеса СРТ, мм	$D_2 = 200,0$
Діаметр на вході в робоче колесо, мм	$D_1 = 10,0$

Витрата газу через живильне сопло, кг/с	$G_n = 0,04$
---	--------------

Розрахункові формули та алгоритм розрахунку

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\Pi_m = \frac{P_n^*}{P_{окр.сп.}} = \frac{2}{0.1} = 20 \quad (5.1)$$

Ізоентропна робота розширення 1 кг газу в СРТ

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_n^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{окр.сп.}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1.312}{1.312-1} \cdot 507 \cdot 288 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.1}{2} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right] = 312900 \text{ Дж} \quad (5.2)$$

Швидкість потоку, що відповідає ізоентропній роботі розширення

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 312900} = 791 \text{ м/с} . \quad (5.2)$$

З витрат газу через живильне сопло знайдемо потужність на валу турбіни

$$G_n = \frac{N_m}{h_s \cdot \eta_m} \text{ звідки } N_m = G_n \cdot h_s \cdot \eta_m = 0.04 \cdot 0.2 \cdot 312900 = 2500 \text{ Вт} = 2,5 \text{ кВт} \quad (5.3)$$

де $\eta_m = 0,2$ - вихідний (ефективний) ККД турбіни при частоті обертання вхідного валу $n_m = 18000$ об/мин.

Площа $f_{кр,n}$ і діаметр $d_{кр,n}$ критичного перерізу живильного сопла

$$f_{кр,n} = \frac{G_n \cdot \sqrt{R \cdot T_n^*}}{P_n^* \cdot m} , \quad (5.4)$$

де m - постійна, яка залежить від показника ізоентропи,

$$m = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k+1}}} = \sqrt{1.312 \cdot \left(\frac{2}{1.312+1} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312+1}}} = 0.67 , \quad (5.5)$$

$$f_{кр,n} = \frac{0.04 \cdot \sqrt{507 \cdot 288}}{2 \cdot 10^6 \cdot 0.67} = 11.4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 ,$$

$$d_{кр,n} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр,n}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м} . \quad (5.6)$$

Задаємося зовнішнім діаметром ротора

$$D = 0.2 \text{ м} .$$

Площа $f_{кр,m}$ и діаметр $d_{кр,m}$ критичного перерізу тягового сопла:

$$f_{кр,m} = f_{кр,m}^- \cdot f_{кр,n} , \quad (5.7)$$

де $f_{кр,m}^- = 1.2-2$ відношення площ критичних перерізів тягового та живильного сопел. Приймаємо $f_{кр,m}^- = 1.5$.

$$f_{кр,m} = 1.5 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6} = 17.1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 ,$$

$$d_{кр,m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр,m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17.1 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 4.67 \cdot 10^{-3} \text{ м} .$$

Безрозмірна швидкість на зрізі тягового сопла у відносному русі

$\lambda_{Wcp.m}$ визначається з виразу:

$$\frac{P_{cp.m}}{P_{Wcp.m}^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{Wcp.m}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5.8)$$

де $P_{cp.m}$ - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

$P_{Wcp.m}^*$ - повний тиск на зрізі тягового сопла для відносного руху.

Величина $P_{cp.m}$ визначається за формулою $P_{cp.m} = S \cdot P_{окр.ср} = 1 \cdot 0.1 = 0.1$ МПа. (5.9)

де S - газодинамічний ступінь нерозрахунків для розрахункового режиму $S=1$.

Величина $P_{Wcp.m}^*$ визначається з рівняння нерозривності щодо.

$$P_{Wcp.m}^* \approx P_{Wкр.m}^* = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot T_{Wкр.m}^*}}{f_{кр.m} \cdot m} = \frac{G_m \cdot \sqrt{R \cdot T_{Wcp.m}^*}}{f_{кр.m} \cdot m}, \quad (5.10)$$

де $P_{Wкр.m}^*$ - повний тиск у критичному перерізі тягового сопла для відносного руху;

$T_{Wкр.m}^*$, $T_{Wcp.m}^*$ - температура гальмування у відносному русі (у критичному перерізі та на зрізі тягового сопла);

G_m – витрата газу через тягове сопло

$$G_m = G_n \cdot (1 - \alpha_{ym}) = 0.04 \cdot (1 - 0.2) = 0.032 \text{ кг/с},$$

де α_{ym} - коефіцієнт витоків, визначається експериментально, залежить в основному від величини $f_{кр.m}^-$, причому чим більше $f_{кр.m}^-$ тим менше α_{ym} .

Значення α_{ym} змінюється від 0.1 до 0.25. $\alpha_{ym} = 0.2$.

Після перетворень отримаємо

$$\lambda_{Wcp.m} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{f_{кр.m}^-}{\pi_m \cdot (1 - \alpha_{ym})} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{1.312+1}{1.312-1} \left[1 - \left(\frac{1.5}{20 \cdot (1-0.2)} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right]} = 1.8. \quad (5.11)$$

Площа $f_{cp.m}$ і діаметр зрізу тягового сопла визначаються з рівняння

нерозривності:

$$\frac{f_{kp.m} \cdot m \cdot P_{Wkp.m}^*}{\sqrt{R \cdot T_{Wkp.m}}} = \frac{f_{cp.m} \cdot m \cdot P_{Wcp.m}^* \cdot q \cdot (\lambda_{Wcp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{Wcp.m}^*}} \quad (5.12)$$

Або при прийнятих припущеннях

$$f_{cp.m} = \frac{f_{kp.m}}{q \cdot (\lambda_{Wcp.m})} = \frac{17.1 \cdot 10^{-6}}{0.45} = 3.8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (5.13)$$

де $q(\lambda_{Wcp.m})$ - газодинамічна функція визначається за формулою

$$q(\lambda_{Wcp.m}) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{Wcp.m} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{Wcp.m}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (5.14)$$

$$q(\lambda_{Wcp.m}) = \left(\frac{1.312+1}{2} \right)^{\frac{1}{1.312-1}} \cdot 1.8 \cdot \left(1 - \frac{1.312-1}{1.312+1} \cdot 1.8^2 \right)^{\frac{1}{1.312-1}} = 0.45$$

Діаметр тягового сопла визначається за формулою

$$d_{cp.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{cp.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.8 \cdot 10^{-5}}{3.14}} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (5.15)$$

Площа $f_{z.m}$ и діаметр $d_{z.m}$ газового тракту:

$$d_{z.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{z.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.48 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.014 \text{ м} \quad f_{z.m} = \frac{f_{z.m}}{f_{kp.n}} \cdot f_{kp.n} = \bar{f}_{z.m} \cdot f_{kp.n}; \quad (5.16)$$

де $\bar{f}_{z.m}$ - відношення площ перерізу газового тракту та критичного перерізу живильного сопла,

$\bar{f}_{z.m} = 12-14$. Приймаємо $\bar{f}_{z.m} = 13$.

$$f_{z.m} = 13 \cdot 11.4 \cdot 10^{-6} = 1.48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$d_{z.m} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{z.m}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.48 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.014 \text{ м}. \quad (5.17)$$

Геометричні розміри втулки дифузора:

а) діаметр циліндричної частини втулки дифузора вибирається, виходячи з конструктивних міркувань та технологічних можливостей забезпечення

співвідношенні між вихідним перерізом живильного сопла та вихідним перерізом втулки-дифузора; чим менша різниця між діаметром зрізу $d_{cp.n}$ живильного сопла і діаметром циліндричної частини втулки дифузора тим менше втрати енергії в стрибку ущільнень у втулці-дифузори; з експериментальних досліджень

$$d_1 = d_{кр.n} + (1 \div 2) = 4 + (1 \div 2) = 4 \div 8 \text{ мм. Приймаємо } d_1 = 5 \text{ мм.}$$

б) довжина циліндричної частини втулки-дифузора

$$d_{вых.диф} = d_{z.m} - (0.5 \div 1) = 14 - (0.5 \div 1) = 13.5 \div 13 \text{ мм} = (4 \div 8) d_1 = (4 \div 8) 5 = 20 \div 40 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l = 30 \text{ мм.}$

Величина може бути зменшена з конструктивних міркувань;

в) вихідний діаметр втулки-дифузора

$$d_{вых.диф} = d_{z.m} - (0.5 \div 1) = 14 - (0.5 \div 1) = 13.5 \div 13 \text{ мм. Приймаємо } d_{вых.диф} = 13 \text{ мм.}$$

Пусковий момент на валу СРТ

$$M_{пуск} = P_{n=0} \cdot \frac{D}{2}, \text{ де } P_{n=0} - \text{ величина тяги у пусковому режимі.}$$

Величина $P_{n=0}$ визначається за формулою:

$$P_{n=0} = (C_{cp.m})_{n=0} \cdot G_m + f_{cp.m} \cdot P_{окр.ср} \cdot (S_{n=0} - 1), \quad (5.18)$$

де $(C_{cp.m})_{n=0}$ - швидкість газового потоку на зрізі тягового сопла у пусковому режимі;

$S_{n=0}$ - газодинамічний ступінь нечисленності у пусковому режимі; можна приймати $S_{n=0} = 1$.

Величина $(C_{cp.m})_{n=0} = 1.8 \cdot 407 = 732.6$ визначається за формулою

$$(C_{cp.m})_{n=0} = (\lambda_{cp.m})_{n=0} \cdot (a_{кр.ср.m})_{n=0}, \quad (5.19)$$

де $(\lambda_{cp.m})_{n=0}$ - безрозмірна швидкість на зрізі пускового сопла у пусковому режимі.

$$(\lambda_{cp.m})_{n=0} = \lambda_{Wcp.m} ;$$

$(a_{кр.ср.м})_{n=0}$ - критична швидкість потоку на зрізі тягового сопла.

Величина $(a_{кр.ср.м})_{n=0}$ визначається за формулою

$$(a_{кр.ср.м})_{n=0} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.312}{1.312+1} \cdot 507 \cdot 288} = 407 \text{ м/с.} \quad (5.20)$$

$$(C_{ср.м})_{n=0} = 1.8 \cdot 407 = 732.6 \text{ м/с,}$$

$$P_{n=0} = 732.6 \cdot 0.032 + 3.8 \cdot 10^{-5} \cdot 0.1(1-1) = 23.44 \text{ Н}$$

$$M_{пуск} = 23.44 \cdot \frac{0.2}{2} = 2.344 \text{ Н м .}$$

Тиск газу на вході СРТ може становити

$P_{n\text{раб}}^* = 4 \text{ МПа}$, тоді витрата газу буде

$$G_{10} = \frac{P_n^* \cdot m \cdot f_{кр.n}}{\sqrt{R \cdot T_n^*}} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0.67 \cdot 11,4 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{507 \cdot 288}} = 0,08 \text{ кг/с}$$

Ізоентропна робота розширення

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_n^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{окр.ср.}}{P_{n\text{раб}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1.312}{1.312-1} \cdot 507 \cdot 288 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.1}{4} \right)^{\frac{1.312-1}{1.312}} \right] = 358627 \text{ Дж} \quad (5.21)$$

Потужність на валі турбіни

$$N_m = G_n \cdot h_s \cdot \eta_m = 0,08 \cdot 358627 \cdot 0,279 = 8004 \text{ Вт} \approx 8 \text{ кВт}$$

де $\eta_m = 0,279$ - ККД на критичному режимі роботи СРТ

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		25

6. Розрахунок редуктора

Вихідні дані

Крутний момент на вхідному валі

- $T_{вх}=2.344 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Потужність на вхідному валі

- $N_{вх}=8 \text{ кВт}$;

Передавальне число:

Перша ступінь $U_1 = 5,89$;

Друга ступінь $U_2 = 6,27$;

Третя ступінь $U_3 = 3,62$.

Синхронна частота обертання вхідного валу редуктора

- $n_{вх}=18000 \text{ об/мин}$;

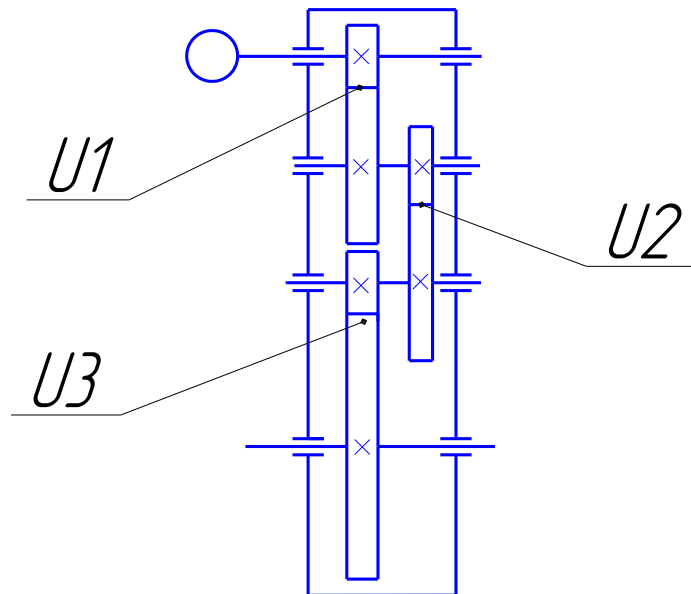


Рисунок 6.1 -кінематична схема редуктора

Кінематичний розрахунок редуктора

Потужність на 1 проміжному валі:

$$N_{np1} = N_{ex} \cdot \eta_{nep} \cdot \eta_{nn} = 8 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,68 \text{ кВт}$$

де $\eta_{nep}=0,97$ - 0,98 ККД передачі із зубчастими циліндричними колесами
 $\eta_{nn}=0,99$ ККД підшипникової пари (качення) на валу редуктора.

Крутний момент на 2 проміжному валі:

$$T_{np1} = \frac{9555 \cdot N_{np1} \cdot u_1}{n_{ex}} = \frac{9555 \cdot 7,68 \cdot 5,89}{18000} = 24 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.1)$$

Частота обертання 1 проміжного валу:

$$n_{np1} = \frac{n_{ex}}{u_1} = \frac{18000}{5,89} = 3056 \text{ об/мин} \quad (6.2)$$

Потужність на 2 проміжному валі:

$$N_{np2} = N_{np1} \cdot \eta_{nep} \cdot \eta_{nn} = 7,68 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,38 \text{ кВт} \quad (6.3)$$

Крутний момент на 2 проміжному валі:

$$T_{np2} = T_{np1} \cdot u_2 = 24 \cdot 6,27 = 151 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.4)$$

Частота обертання 2 проміжного валу:

$$n_{np2} = \frac{n_{np1}}{u_2} = \frac{3056}{6,27} = 487,4 \text{ об/мин} \quad (6.5)$$

Потужність на вихідному валі:

$$N_{вых} = N_{np2} \cdot \eta_{nep} \cdot \eta_{nn} = 7,38 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,09 \text{ кВт} \quad (6.6)$$

Крутний момент на вихідному валі:

$$T_{вых} = T_{np2} \cdot u_3 = 151 \cdot 3,62 = 547 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.7)$$

Частота обертання на вихідному валі:

$$n_{вых} = \frac{n_{np2}}{u_3} = \frac{487,4}{3,62} = 134,6 \text{ об/мин.} \quad (6.8)$$

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

7. Розрахунок зубчастих коліс редуктора

1.5.1 Швидкохідний ступінь

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО покращення НВ 235... 262. Шестерні Сталь 38Х2МЮА, ТО вдосконалення, НВ 269 ... 302.

Допустима контактна напруга;

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа} \quad (7.1)$$

де σ_{Hlimb} - межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70,$$

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1$;

$[S_H]$ - коефіцієнт безпеки, $[S_H] = 1,10$;

Розрахункова допустима контактна напруга;

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (7.2)$$

$$\text{де для шестерні } [\sigma_{H1}] = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1}{1.1} = 555 \text{ МПа} \quad (7.3)$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 250 + 70) \cdot 1}{1.1} = 518 \text{ МПа} \quad (7.4)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (555 + 518) = 483 \text{ МПа}$$

Необхідна умова $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ виконано, $483 \leq 637$.

Міжосьова відстань

$$a_w = K_a (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{np1} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1^2 \cdot \psi_{sa}}}, \quad (7.5)$$

де $K_a = 43$, для косозубих передач; [3], с.36

u_1 - передатне число щаблі

$$u_1 = 5,89;$$

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		28

$K_{H\beta}$ - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс щодо всіх підшипникових опор, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25$. [3], табл. 3.1, с. 32.

ψ_{sa} - коефіцієнт ширини вінця, $\psi_{sa} = 0,25 \dots 0,4$, [3], с.36

$$a_w = 43 \cdot (5,89 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{24 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{483^2 \cdot 5,89^2 \cdot 0,315}} = 67,4 \text{ мм} \quad (7.6)$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані

$$a_w = 68 \text{ мм}, [3], \text{ с.36}$$

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною рекомендацією
 $m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 68 = 0,68 \dots 1,36 \text{ мм};$

Приймаємо за ГОСТ 9563-60 $m_n = 1 \text{ мм}$ [3], с. 36.

Прийемо попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів та

колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_1 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 68 \cdot \cos 16}{(5,89 + 1) \cdot 1} = 19 \text{ тогдa } z_2 = z_1 \cdot u_1 = 19 \cdot 5,89 = 112. \quad (7.7)$$

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(19 + 112) \cdot 1}{2 \cdot 68} = 0,9632; \quad (7.8)$$

$$\beta = 15,58.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1}{0,9632} \cdot 19 = 19,72 \text{ мм}; \quad (7.8)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{1}{0,9632} \cdot 112 = 116,28 \text{ мм}. \quad (7.9)$$

Провірка: $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{19,72 + 116,28}{2} = 68 \text{ мм};$

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 19,72 + 2 \cdot 1 = 21,72 \text{ мм}; \quad (7.10)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 116,28 + 2 \cdot 1 = 118,28 \text{ мм}; \quad (7.11)$$

Діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 19,72 - 2,5 \cdot 1 = 17,22 \text{ мм}; \quad (7.12)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 116,28 - 2,5 \cdot 1 = 113,78 \text{ мм}. \quad (7.13)$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 68 = 21,42 \text{ мм}; \quad (7.14)$$

Ширина шестерні

$$b_1 = b_2 + 5 = 21,42 + 5 = 26,42 \text{ мм}. \quad (7.15)$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{26,42}{19,72} = 1,34. \quad (7.16)$$

Окружна швидкість коліс

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{1884 \cdot 19,72}{2 \cdot 10^3} = 18,58 \text{ м/с}, \quad (7.17)$$

$$\text{де } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{ex}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 18000}{30} = 1884 \text{ рад/с}.$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_1 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot T_{\text{нр1}}}{b_2 \cdot u_1^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (7.18)$$

Де значення $K_{H\beta}$ дані в [3], табл.3,5 с.39 при $\psi_{bd} = 1,34$ твердості $\text{HV} \leq 350$

$K_{H\beta} = 1,07$. По [3], табл.3,4 с.39 при $v = 18,58$ м/с і 6-тій ступеня точності

$K_{H\alpha} = 1,05$. По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при

$v < 20$ м/с $K_{H\nu} = 1,05$.

$$\sigma_H = \frac{270}{68} \cdot \sqrt{\frac{(5,89 + 1)^3 \cdot 1,05 \cdot 1,07 \cdot 1,05 \cdot 24 \cdot 10^3}{21,42 \cdot 5,89^2}} = 183 \text{ МПа} < 483 \text{ МПа}. \quad (7.19)$$

Сили, що діють у зачепленні:

Окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\text{ex}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,344 \cdot 10^3}{19,72} = 238 \text{ Н}; \quad (7.20)$$

Радіальна

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 238 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 15,58} = 90 \text{ Н}; \quad (7.21)$$

Осьова

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 238 \cdot \operatorname{tg} 15,58 = 66 \text{ Н}. \quad (7.22)$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напругою вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F] \quad (7.23)$$

По [3], табл.3,7 с.43 при $\psi_{bd} = 1,34$ твердості $HV \leq 350$ $K_{F\beta} = 1,35$. По [3], табл.3,8 с.43 $K_{Fv} = 1,1$. Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів

z_v [3] (см.гл. III) с.27:

$$\text{у шестерні } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{0,9632^3} \approx 21,26; \quad (7.24)$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{112}{0,9632^3} \approx 125,33. \quad (7.25)$$

$Y_{F1} = 4,1$ и $Y_{F2} = 3,6$ [3] с.42

Допустима напруга за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}. \quad (7.26)$$

По [3] для сталі при твердості $HV \leq 350$ $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot HV$.

Для шестерні $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486$ МПа;

Для колеса $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 250 = 450$ МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$ - коефіцієнт безпеки,

де $[S_F]' = 1,75$ [3] табл.3,9 $[S_F]'' = 1$.

Допустима напруга:

$$\text{для шестерні } [\sigma_{F1}] = \frac{486}{1,75} = 278 \text{ МПа}; \quad (7.27)$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{450}{1,75} = 257 \text{ МПа}. \quad (7.28)$$

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\text{для шестерні } \frac{287}{4,1} = 70 \text{ МПа;} \quad (7.29)$$

$$\text{для колеса } \frac{257}{3,6} = 71,4 \text{ МПа.} \quad (7.30)$$

Подальший розрахунок слід вести для якого знайдене співвідношення менше.

Визначаємо коефіцієнти Y_β і $K_{F\alpha}$:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{15,58}{140} = 0,889; \quad (7.31)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}; \quad (7.32)$$

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття

$\varepsilon_\alpha = 1,5$; n - ступінь точності $n = 6$.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75. \quad (7.33)$$

Перевіряємо міцність зуба шестерні

$$\sigma_{F1} = \frac{238 \cdot 0,75 \cdot 1,35 \cdot 1,1 \cdot 0,889 \cdot 4,1}{26,42 \cdot 1} \approx 37 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа.}$$

Умову міцності виконано

Проміжний ступінь

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО об'ємне загартування 45... 55. Шестерні

Сталь 38Х2МЮА, ТО азотування, 56...63.

Допустима контактна напруга;

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{n\text{limb}} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа} \quad (7.34)$$

де $\sigma_{n\text{limb}}$ - межа контактної витривалості при базовому числі циклів

$$\sigma_{n\text{limb}} = 18HRC + 150,$$

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1$;

$[S_H]$ - коефіцієнт безпеки, $[S_H] = 1,20$;

Розрахункова допустима контактна напруга;

$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, де

$$\text{для шестерні } [\sigma_{H1}] = \frac{(18HRC_1 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 60 + 150) \cdot 1}{1.2} = 1025 \text{ МПа} \quad (7.35)$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{H2}] = \frac{(18HRC_2 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 50 + 150) \cdot 1}{1.2} = 875 \text{ МПа} \quad (7.36)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1025 + 875) = 855 \text{ МПа}$$

Необхідна умова $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ виконано, $855 \leq 1076$.

Міжосьова відстань

$$a_w = K_a (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{mp2} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2^2 \cdot \psi_{\alpha}}} \quad (7.37)$$

де $K_a = 43$, для косозубих передач; [3], с.36

u_2 - передатне число ступені

$$u_2 = 6,27;$$

$K_{H\beta}$ - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс щодо всіх підшипникових опор,

$$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25. \quad [3], \text{ табл. 3.1, с. 32.}$$

ψ_{α} - коефіцієнт ширини вінця, $\psi_{\alpha} = 0,25 \dots 0,4$, [3], с.36

$$a_w = 43 \cdot (6,27 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{151 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{851^2 \cdot 6,27^2 \cdot 0,315}} = 82,5 \text{ мм} \quad (7.38)$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані

$$a_w = 85,2 \text{ мм}, \quad [3], \text{ с.36}$$

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною рекомендацією

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 85,2 = 0,852 \dots 1,704 \text{ мм};$$

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33

Приймаємо за ГОСТ

9563-60 $m_n = 1,5$ мм [3], с. 36.

Приймемо попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів та

колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_2 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 85,2 \cdot \cos 16}{(6,27 + 1) \cdot 1,5} = 15 \text{ тогدا } z_2 = z_1 \cdot u_2 = 15 \cdot 6,27 = 94. \quad (7.39)$$

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(15 + 94) \cdot 1,5}{2 \cdot 85,2} = 0,9595; \quad (7.40)$$

$$\beta = 16,36.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

Діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1,5}{0,9595} \cdot 15 = 23,45 \text{ мм}; \quad (7.41)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{1,5}{0,9595} \cdot 94 = 146,95 \text{ мм}. \quad (7.42)$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{23,45 + 146,95}{2} = 85,2 \text{ мм};$$

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 23,45 + 2 \cdot 1,5 = 26,45 \text{ мм}; \quad (7.43)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 146,95 + 2 \cdot 1,5 = 149,95 \text{ мм}; \quad (7.42)$$

Діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 23,45 - 2,5 \cdot 1,5 = 19,7 \text{ мм}; \quad (7.44)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 146,95 - 2,5 \cdot 1,5 = 143,2 \text{ мм}. \quad (7.45)$$

$$\text{ширина колеса } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 85,2 = 21,3 \text{ мм}; \quad (7.46)$$

$$\text{ширина шестерні } b_1 = b_2 + 5 = 21,3 + 5 = 26,3 \text{ мм}. \quad (7.47)$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{26,3}{23,45} = 1,12. \quad (7.48)$$

Окружна швидкість коліс

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{320 \cdot 23,45}{2 \cdot 10^3} = 3,752 \text{ м/с}, \quad (7.49)$$

$$\text{где } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{np1}}{30} = \frac{3,14 \cdot 3056}{30} = 320 \text{ рад/с}. \quad (7.50)$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_2 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot T_{np2}}{b_2 \cdot u_2^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (7.51)$$

де значення

$K_{H\beta}$ дані в [3], табл.3,5 с.39 при $\psi_{bd} = 1,12$ твердості $HV > 350$ $K_{H\beta} = 1,03$. По [3], табл.3,4 с.39 при $v = 3,752$ м/с и 6-ой степені точності $K_{H\alpha} = 1,01$. По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при $v < 5$ м/с $K_{Hv} = 1$.

$$\sigma_H = \frac{270}{85,2} \cdot \sqrt{\frac{(6,27 + 1)^3 \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 1 \cdot 151 \cdot 10^3}{21,3 \cdot 6,27^2}} = 851 \text{ МПа} < 855 \text{ МПа}. \quad (7.52)$$

Сили, що діють у зачепленні:

Окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{np1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 10^3}{23,45} = 2047 \text{ Н}; \quad (7.53)$$

Радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2047 \cdot \frac{\text{tg} 20}{\cos 16,36} = 776,5 \text{ Н}; \quad (7.54)$$

Осьова

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 2047 \cdot \text{tg} 16,36 = 601 \text{ Н}. \quad (7.55)$$

Перевіряємо зуби на витривалість за напругою вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F] \quad (7.56)$$

По [3], табл.3,7 с.43 при $\psi_{bd} = 1,12$ твердості $HV > 350$ $K_{F\beta} = 1,4$. По [3], табл.3,8 с.43 $K_{Fv} = 1$. Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів

z_v [3] (см.гл. III) с.27:

$$\text{у шестерні } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{0,9595^3} \approx 17; \quad (7.57)$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{94}{0,9595^3} \approx 105. \quad (7.58)$$

$Y_{F1} = 4,28$ и $Y_{F2} = 3,6$ [3] с.42

Допустима напруга за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}. \quad (7.59)$$

По [3] для сталі за твердості $HV > 350$.

Для шестерні $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 950$ МПа;

Для колеса $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 500$ МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$ - коефіцієнт безпеки, де $[S_F]' = 1,8$ [3] табл.3,9 $[S_F]'' = 1$.

Допустима напруга:

для шестерні $[\sigma_{F1}] = \frac{950}{1,8} = 528$ МПа;

для колеса $[\sigma_{F2}] = \frac{500}{1,8} = 278$ МПа.

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

для шестерні $\frac{528}{4,28} = 123,4$ МПа;

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

для колеса $\frac{278}{3,6} = 77,2$ МПа.

Подальший розрахунок слід вести для якого знайдене співвідношення менше.

Визначаємо коефіцієнти Y_β и $K_{F\alpha}$:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16,36}{140} = 0,883; \quad (7.60)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття; -ступінь точності $n = 6$.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75.$$

Перевіряємо міцність зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2047 \cdot 0,75 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,883 \cdot 3,6}{21,3 \cdot 1,5} \approx 214 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа}.$$

Умову міцності виконано.

Тихохідний ступінь

Матеріал: Колеса Сталь 40ХФА, ТО об'ємне загартування 45... 55. Шестерні Сталь 38Х2МЮА, ТО азотування, 56...63.

Допустима контактна напруга;

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{n\text{limb}} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа} \quad (7.61)$$

де $\sigma_{n\text{limb}}$ - межа контактної витривалості при базовому числі циклів;

$$\sigma_{n\text{limb}} = 18HRC + 150,$$

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1$;

$[S_H]$ - коефіцієнт безпеки, $[S_H] = 1,20$;

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахункова допустима контактна напруга;

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]),$$

$$\text{де для шестерні } [\sigma_{H1}] = \frac{(18HRC_1 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 63 + 150) \cdot 1}{1.2} = 1070 \text{ МПа} \quad (7.62)$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{H2}] = \frac{(18HRC_2 + 150) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(18 \cdot 55 + 150) \cdot 1}{1.2} = 967 \text{ МПа} \quad (7.63)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (1070 + 967) = 917 \text{ МПа}$$

Необхідна умова $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ виконано,
 $917 \leq 1090$.

$$\text{Міжосьова відстань } a_w = K_a (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вих}} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_3^2 \cdot \psi_{\text{ва}}}}, \quad (7.64)$$

де $K_a = 43$, для косозубих передач; [3], с.36

u_3 - передатне число шаблі

$$u_3 = 3,62;$$

$K_{H\beta}$ - орієнтовний коефіцієнт, що залежить від розташування коліс щодо всіх підшипникових опор,

$$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,25. \quad [3], \text{ табл. 3.1, с. 32.}$$

$\psi_{\text{ва}}$ - коефіцієнт ширини вінця,

$$\psi_{\text{ва}} = 0,25 \dots 0,4, \quad [3], \text{ с.36}$$

$$a_w = 43 \cdot (3,62 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{547 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{851^2 \cdot 3,62^2 \cdot 0,315}} = 120 \text{ мм} \quad (7.65)$$

за ГОСТ 2185 приймаємо найближче значення міжосьової відстані
 $a_w = 100,9$ мм, [3], с.36

Нормальний модуль зачеплення вибираємо за наступною рекомендацією
 $m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100,9 = 1,009 \dots 2,018$ мм;

Приймаємо за ГОСТ 9563-60 $m_n = 2$ мм [3], с. 36.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		38

Прийmemo попередньо кут нахилу зубів і визначимо числа зубів та

колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u_3 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 100,9 \cdot \cos 16}{(3,62 + 1) \cdot 2} = 21 \text{ тогдa } z_2 = z_1 \cdot u_2 = 21 \cdot 3,62 = 76.$$

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(21 + 76) \cdot 2}{2 \cdot 100,9} = 0,9613 ; \quad (7.66)$$

$$\beta = 15,98.$$

Основні розміри шестерні та колеса:

діаметри ділильні:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{2}{0,9613} \cdot 21 = 43,69 \text{ мм}; \quad (7.67)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{2}{0,9613} \cdot 76 = 158,13 \text{ мм}. \quad (7.67)$$

Перевірка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{43,69 + 158,13}{2} = 100,9 \text{ мм};$$

діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 43,69 + 2 \cdot 2 = 47,69 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 158,13 + 2 \cdot 2 = 162,13 \text{ мм};$$

діаметри западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 43,69 - 2,5 \cdot 2 = 38,69 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 158,13 - 2,5 \cdot 2 = 153,13 \text{ мм}.$$

$$\text{ширина колеса } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 100,9 = 40,36 \text{ мм};$$

$$\text{ширина шестерні } b_1 = b_2 + 5 = 40,36 + 5 = 45,36 \text{ мм}.$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45,36}{43,69} = 1,04.$$

Окружна швидкість коліс

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{51 \cdot 43,69}{2 \cdot 10^3} = 1,114 \text{ м/с},$$

$$\text{де } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{np1}}{30} = \frac{3,14 \cdot 487,4}{30} = 51 \text{ рад/с}.$$

Перевірка контактної напруги за формулою:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{(u_3 + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot T_{вблх}}{b_2 \cdot u_3^2}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (7.68)$$

де значення $K_{H\beta}$ данів [3], табл.3,5 с.39 при $\psi_{bd} = 1,04$ твердості

$HV > 350$ $K_{H\beta} = 1,02$. По [3], табл.3,4 с.39 при $v = 1,114$ м/с и 6-ой ступеня

точності $K_{H\alpha} = 1,02$. По [3], табл.3,6 с.40 для косозубих коліс при $v < 3$ м/с $K_{Hv} = 1$.

$$\sigma_H = \frac{270}{100,9} \cdot \sqrt{\frac{(3,62 + 1)^3 \cdot 1,02 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 547 \cdot 10^3}{40,36 \cdot 3,62^2}} = 872 \text{ МПа} < 917 \text{ МПа}. \quad (7.69)$$

Сили, що діють у зачепленні:

Окружна

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{np2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 151 \cdot 10^3}{43,69} = 6912 \text{ Н};$$

Радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 6912 \cdot \frac{\text{tg} 20}{\cos 15,98} = 2617 \text{ Н};$$

Осьова

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 6912 \cdot \text{tg} 15,98 = 1979 \text{ Н}.$$

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Перевіряємо зуби на витривалість за напругою вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_\beta \cdot Y_F}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

По [3], табл.3,7 с.43 при $\psi_{bd} = 1,04$ твердості $HV > 350$ $K_{F\beta} = 1,3$. По [3], табл.3,8 с.43 $K_{Fv} = 1$. Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба та залежить від еквівалентного числа зубів z_v [3] (см.гл. III) с.27:

$$\text{у шестерні } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0,9613^3} \approx 24;$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{76}{0,9613^3} \approx 86.$$

$$Y_{F1} = 3,9 \text{ и } Y_{F2} = 3,61 \text{ [3] с.42}$$

Допустима напруга за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]}$$

По [3] для сталі за твердості $HV > 350$.

Для шестерні $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 950$ МПа;

Для колеса $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 500$ МПа.

$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$ - коефіцієнт безпеки, де

$$[S_F]' = 1,8 \text{ [3] табл.3,9 } [S_F]'' = 1.$$

Допустима напруга:

$$\text{для шестерні } [\sigma_{F1}] = \frac{950}{1,8} = 528 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{500}{1,8} = 278 \text{ МПа.}$$

Знаходимо відношення

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$$

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		41

для шестерні $\frac{528}{3,9} = 135,4$ МПа;

для колеса $\frac{278}{3,61} = 77$ МПа.

Подальший розрахунок слід вести для якого знайдене співвідношення менше.

Визначаємо коефіцієнти Y_β и $K_{F\alpha}$:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{15,98}{140} = 0,886; \quad (7.70)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття

$\varepsilon_\alpha = 1,5$; n - ступінь точності

$n = 6$.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,75. \quad (7.71)$$

Перевіряємо міцність зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{6912 \cdot 0,75 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,886 \cdot 3,61}{40,36 \cdot 2} \approx 267 \text{ МПа} < 278 \text{ МПа.}$$

Умову міцності виконано.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		42

8. Технологічна частина

8.1. Виготовлення валу-шестірні

Призначення, умови роботи, конструктивні особливості. Однією з основних частин СРД є вал-шестірня (див. рис.8.1)

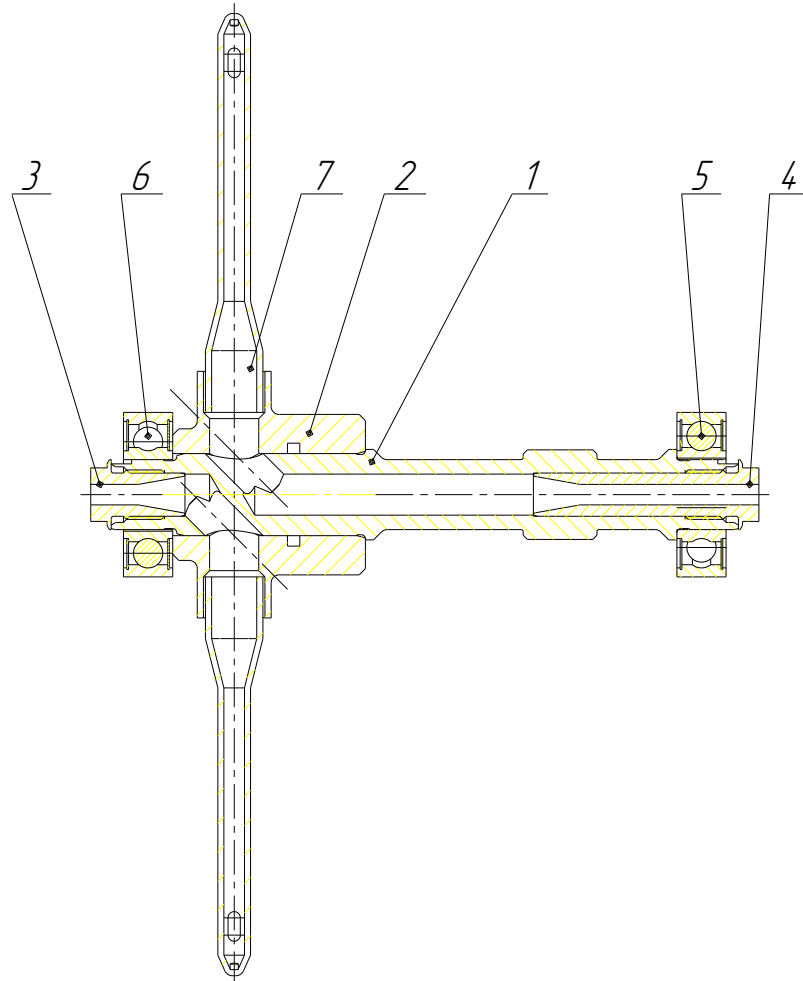


Рисунок 8.1- Вал-ротор

Триває процес виготовлення вала для системи газотурбінного двигуна. Підшипники кочення 5 і 6 монтується на краях вала на посадкових шийках. Вал має внутрішній канал для подачі робочого середовища. На валу розташовані втулка 2 та дюза 7, утворюючи разом ротор. Під час

									Арк.
									43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	КМ 18.00.00.00 ПЗ				

експлуатації системи газотурбінного двигуна вал-шестерня витримує значні навантаження. Критична частота обертання визначається розрахунками, що дозволяє установити оптимальний режим роботи машини на 15-20% нижче або на 25-35% вище критичної частоти. Враховуючи це, вимагається, щоб вал був міцним, жорстким, мав високий опір втомі та надійно працював під дією температурних деформацій. Матеріал та методи виготовлення заготовок валів - це важливий аспект. Вони виготовляються з вуглецевих та легованих сталей різних марок. Заготовки є ковані, при цьому невеликі вироби куяють на молотах, а великі - на парогідравлічних пресах. Вихідний матеріал для кованок - це слиток, іноді прокат. Кованки повинні мати однорідну структуру, без тріщин, волоконець, розділень і неметалевих включень. Допуски на обробку валів встановлюються в залежності від їхнього діаметра та довжини. Кованка може мати допустиму кривизну, яка враховується при роботі вала. Після ковки вали піддаються термічній обробці для зняття внутрішніх напруг і закалюють для надання необхідної твердості. У даному випадку для виготовлення використовується сталь 38Х2МЮА, існують також замітники - сталь 38Х2ЮЯ, сталь 38ХВЮ, сталь 38Х2Ю, сталь 20Х3МВФ. Використання сталей забезпечує стійкість деталей до високих температур і динамічних навантажень. Хімічний склад сталі 38Х2МЮА ГОСТ 4543-71 подається в табл. 8.1.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		44

Таблиця 8.1– хімічний склад сталі

C	Mn	Si	Cr	Mo	Al	P	S	Cu	N
0,35-	0,3-	0,2-	1,35-	0,15-	0,7-	не більше			
0,42	0,6	0,45	1,65	0,25	1,1	0,025	0,025	0,3	0,3

Механичні властивості при 20 °С

$$\sigma_{0,2} = 640 \text{ МПа}$$

$$\sigma_s = 800 \text{ МПа}$$

$$\delta_s = 20 \%$$

$$\psi = 60 \%$$

Технологічні характеристики: Температура ковки: початок 1240, кінець 800. Зварюваність: не застосовується для зварювальних конструкцій. Оброблюваність різанням: в закаленому і відпущеному стані при НВ 240-277 МПа. Схильність до відпускнуї хрупкості: не схильна.

Виготовлення вала-шестерні передбачає ряд основних поверхонь, таких як шийки для посадки ротора, посадкові поверхні для підшипників, дифузори 3 і 4, та зубчасте колесо. Конструкція вала є технологічною, оскільки дозволяє обробку більшості поверхонь на універсальних токарних верстатах.

Аналіз технічних вимог включає обробку посадкових поверхонь вала з якістю 6-8 та параметром шерохватості поверхні для робочих шийок під підшипники в мікрометрах, а також для шийок, призначених для посадки ротора. Овальність та конусоподібність шийок допускаються не більше половини допуску на діаметр.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		45

Поставляються підвищені вимоги до точності лінійних розмірів, які повинні забезпечити правильне осьове положення окремих елементів ротора відносно статора та дотримання передбачених теплових зазорів між деталями ротора. Биття шийок вала повинно бути в межах 0,01-0,02 мм. Допустиме викривлення не більше 0,05 мм на 1 метр довжини.

Механічній обробці вала передуює розмітка заготовки з нанесенням місць розташування центральних гнізд. Положення цих гнізд повинно визначити найвигідніше положення осі вала на його всій довжині з урахуванням його ізогнутості. При розмітці вимірюють діаметри шийок в кількох секціях поковки і від них відступають відносно осі вала значення радіусів, роблячи надрізи на поверхні поковки. Утворені два ряди надрізів в області осі використовуються для визначення положення центральної лінії вала за допомогою натягнутої стрічки, і проводять лінію на поверхні заготовки. На перетині двох таких ліній, розташованих під кутом 90 градусів, на торцевих поверхнях вказують місця центрування.

Розрахунок припуску виконано для поверхні вала-шестерні для встановлення підшипника. Розрахунок припуску виконано нормативним методом, і для прикладу подано розрахунок.

Шліфувальна припуск
0,2 мм размер $\phi 17,2_{-0,05}$ мм.

Токарна чистова припуск
0,5 мм размер $\phi 17,7_{-0,3}$ мм.

Токарна чорнова припуск
0,6 мм размер $\phi 18,3_{-0,8}$ мм

Заготівля
 $\phi 25_{-1,1}$ мм

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		46

Вибір маршруту обробки та обладнання. Загалом маршрут обробки складається з наступних етапів:

1) ковальська;

2) токарна чорнова (точити в центрах):

Точить $\phi 25$ в розмір $\phi 23,4_{-0,9}$, підрізати торець у розмір 155_{-2} мм.

3) термічна

Вибір маршруту обробки та обладнання. Загалом маршрут обробки складається з наступних етапів:

1) ковальська;

2) токарна чорнова (точити в центрах):

Точить $\phi 25$ в розмірі $\phi 23,4_{-0,9}$, підрізати торець у розмір 155_{-2} мм.

3) термічна

4) токарна чорнова (точити в центрах):

Точити

$\phi 18,1_{-0,8} \times 14,9_{-0,5}$ мм з двох боків, $\phi 21,3_{-0,8} \times 46,7_{-0,7}$ мм, $\phi 22,4_{-0,8} \times 4$ мм,

$\phi 17,5_{-0,4} \times 12,9_{-0,5}$ мм, $\phi 22 \times 19,5_{-0,5}$ мм витримавши розмір $153,8_{-1}$ мм.

5) токарна чистова (точити в центрах):

Точити

$\phi 17,2_{-0,1} \times 16,2_{-0,2}$ мм з двох боків,

$\phi 20,3_{-0,3} \times 44,3_{-0,5}$ мм, $\phi 21,9_{-0,3} \times 4$ мм, $\phi 17,5_{-0,4} \times 32,2_{-0,5}$ мм, $\phi 17,3 \times 16,9_{-0,5}$ мм

канавки

$\phi 16,5_{-0,3} \times 3_{-0,1}$ мм,

$\phi 19,2_{-0,4} \times 2$ мм, дві фаски $2 \times 45^\circ$ витримавши розмір $153,1_{-0,3}$ мм.

б) фрезерна

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		47

Установ 1. Фрезерувати паз $4N9 \times 12$, витримавши розмір $17,5_{-0,1}$ мм в міру з урахуванням припуску на поверхні $\phi 20,3_{-0,3}$ мм.

Установ 2. Фрезерувати 2 лиски по торцях, витримавши розміри 5 мм, на поверхні $\phi 17,2_{-0,2}$ мм

7) зубошліфувальна

Шліфувати зуби $m=1, z=19$ кут нахилу 16° .

8) шліфувальна

Шліфувати поверхні $\phi 17,05_{-0,02}$ мм, $\phi 20,02_{-0,03}$ мм, $\phi 21,7_{-0,04}$ мм.

9) свердлильна

Установ 1. Свердлити отвір $\phi 10 \times 24$ мм, розсвердлити отвір $\phi 10 \times 24$ мм під різьблення $M12 \times 1 - 7H \times 13$. Розточити отвір $\phi 13,5H9 \times 3$ мм, виточити фаску $1 \times 30^\circ$. Розгорнути отвір $\phi 10,5H9 \times 18$ мм, нарізати різьбу $M12 \times 1 - 7H \times 13$.

Установ 2. Свердлити отвір $\phi 10 \times 118$ мм, розсвердлити отвір $\phi 10 \times 118$ мм під різьблення $M12 \times 1 - 7H \times 13$. Розточити отвір $\phi 13,5H9 \times 3$ мм, виточити фаску $1 \times 30^\circ$. Повернути отвір $\phi 10,5H9 \times 50$ мм, нарізати різьбу $M12 \times 1 - 7H \times 13$.

10) розмічувальна

Розмітити під 45° для свердління двох отворів $\phi 10$.

11) свердлильна

З переустановкою свердлити два отвори під до виходу в отвори

12) термічна

Азотування

13) контроль ВТК

Під час виготовлення валів в основному застосовують універсальне обладнання зі спеціальними оснастками. Для розточування використовують

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		48

горизонтальні расточні верстати та токарні стани, а для фрезерних операцій використовують вертикально-фрезерні або шпоночно-фрезерні стани.

Прилади, які використовуються для обробки і контролю валів, зазвичай є універсальними для умов малих та одиночних виробництв: чотирикулачкові патрони, люнети, призми. Спеціальним пристосуванням для обробки валів є патрони для кріплення вала. Спеціальні патрони дозволяють вирівняти вал і закріпити його для обробки. Для контролю вала використовують універсальні засоби контролю: індикатори, стрічки та інше.

8.2.Виготовлення втулки

Назначення, умови роботи, конструктивні особливості втулки 2 (див. рис. 5.1) призначено для передачі руху від газу вала. На вал насажена втулка 2 (монтаж із натягом) та сопло 7, які разом складають ротор.

Під час роботи втулка витримує значні навантаження на згин та кручення.

Таким чином, втулка піддається значним змінним динамічним навантаженням, і для зменшення ваги ротора та збереження міцності втулки її виготовляють з титану.

Матеріал і методи отримання заготовок. Втулка виготовлена з титану ВТ 1-0 ГОСТ 19807-74. Вихідним матеріалом для поковок є заготовка.

Поковки повинні мати однорідну структуру на всю свою довжину. Недопустимі тріщини, ворсини, розділення, неметалеві включення.

Допуски на обробку валів призначаються залежно від діаметра та довжини втулки.

Властивості титану ВТ 1-0:

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

-механічні $\sigma_B = 900$ МПа, $\delta\% = 6$.

- зварюваність – добре зварюється.

- хімічний склад $Ti = 99\%$.

Вид поставки зливки, прутки, листи.

Виготовлення втулки. Основними поверхнями втулки є отвори, призначені для монтажу із натягом на вал, посадкові поверхні під сопла. Конструкція втулки є технологічною, оскільки дозволяє обробку більшості поверхонь на універсальних токарних верстатах.

Аналіз технічних вимог. Посадкові поверхні втулки обробляються за якістю 6-8 з параметром шерохватості поверхні для сопел підшипників в мікрометрах і для шийок, призначених для монтажу ротора в мікрометрах.

Овальність і конусоподібність допускаються не більше половини допуску на діаметр. Поставляються підвищені вимоги до точності лінійних розмірів, які повинні забезпечити правильне осьове положення окремих елементів ротора щодо статора і дотримання передбачених теплових зазорів між деталями ротора.

Механічній обробці вала передують розмітка заготовки з нанесенням місць розташування центральних гнізд.

Вибір маршруту обробки та обладнання. Загалом, маршрут обробки складається з наступних етапів:

ковальний;

токарний чорновий.

Установ 1. Підрізати торець витримавши розмір $49_{-0,9}$ мм, точити поверхні $\phi 63,5_{-1}$ мм, $\phi 33_{-0,8}$ мм, підрізати торець $\phi 33_{-0,8}/\phi 63,5_{-1}$ мм витримавши розмір $6,5_{-0,2}$ мм. Розточити отвір $\phi 19^{+0,5}$ мм.

Установ 2. Підрізати торець витримавши розмір $47_{-0,5}$ мм. Точити $\phi 41,1_{-0,8}$ мм. Підрізати торець $\phi 33_{-0,8}/\phi 63,5_{-1}$ мм витримавши розмір $24,2_{-0,6}$ мм.

3) токарна чистова

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Установ 1. Точити на прохід канавку $\phi 25,1^{+0,02} \times 3_{-0,05}$ мм витримавши розмір $16,5_{-0,04}$ мм. Розточити $\phi 20,1^{+0,02}$, $\phi 39,2_{-0,02}$, фаску 2×45^0 .

Установ 2. Підрізати торець, точити поверхні $\phi 60,5_{-0,2}$ мм, $\phi 32,3_{-0,07}$ мм, підрізати торець $\phi 32,3_{-0,07} / \phi 60,5_{-0,2}$ мм витримавши розмір $6,1_{-0,03}$ мм.

4) розмічувальна

Розмітити паз $S = 4j_s 9$, два отвори $\phi 15$

5) довбання

Встановити, виставити за отвором $\phi 20,1^{+0,02}$, перевірити закріпити, довбати паз $S = 4j_s 9$ витримавши розмір $21,8^{+0,1}$ мм.

5) свердлильна

З переустановкою свердлити два отвори мм на прохід перпендикулярно пазу $S = 4j_s 9$. Розсвердлити два отвори $\phi 15^{+0,1} \times 10_{-0,1}$ мм.

6) контроль ВТК

При виготовленні втулки в основному використовують універсальне обладнання зі спеціальними оснащеннями. Це горизонтальні верстати, токарні та довбежні верстати.

Прилади, які використовують для обробки та контролю втулок. Обробка втулки в умовах малосерійного та одиночного виробництва зазвичай пов'язана із застосуванням універсальних пристосувань, таких як чотирикулачкові патроні, лонети, призми. Спеціальним пристосуванням для обробки втулок є патроні для кріплення валу. Спеціальні патроні дозволяють вирівняти втулку та закріпити її для обробки. Для контролю втулок використовують універсальні засоби контролю: індикатори, скоби та інші.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		51

9. Охорона праці

9.1. Небезпечні та шкідливі фактори компресорного виробництва

Небезпечними основними потенційними факторами під час роботи компресора можуть бути:

- вибухонебезпечність;
- пожежонебезпека;
- ураження електричним струмом;
- витік робочого середовища (газ, хімічні реагенти).

До шкідливих потенційних факторів відносять:

- шум під час роботи агрегату;
- вібрація.

Протипожежний захист має забезпечуватися:

- Засобами пожежогасіння, до яких можна віднести:
 - Вогнегасники порошкові (ВП), вуглекислотні (ВК) різних типів-переносні, стаціонарні, та різних об'ємів;
 - Пісок звичайний;
 - Пожежні бугри, сокири, лопати.
- автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння, які можна поділити на:
 - систему оповіщення та виклику – принцип роботи полягає у повідомленні обслуговуючого персоналу, що до виявлення пожежі, а також передачі інформації стороннім підрозділам, керівництву, пожежній, методом подачі світло-звукового сигналу, передачі мережами інтернет, телефонними лініями та іншими доступними методами повідомлень про пожежу та аварійну ситуацію;

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		52

- система пожежогасіння – являє собою виконавчу автоматику, яка є багатоскладовою та залежить від багатьох факторів, а саме:
 - технологічної схеми виробничого процесу;
 - специфіці обладнання;
 - кількості обслуговуючого персоналу;
 - наявності забудов та агрегатів;
 - методу, типу, принципу дії автоматики;
 - алгоритму роботи даної автоматики;
 - масштаби та вид пожежі, її місце дислокації.

Проте, суть автоматики пожежогасіння та її принципові складові однакові, її можна розділити на наступні основні складові, які наведені в рисунку 9.1.



Рисунок 9.1 – Складові системи пожежогасіння

- засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі, до яких слід віднести:

- Індивідуальні:
 - захисний спецодяг (рукавиці шолом, роба, чоботи, черевики, окуляри, бір уші, навушники шумопоглинаючі, рукавиці, респіратори, противогази, системи індивідуального дихання).
- Колективні:
 - системи витяжки та вентиляції;
 - сховища, тунелі, бункери;
 - аварійні системи спуску, аварійні виходи.

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

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий чинник призводить до захворювання чи зниження працездатності, його вважають шкідливим (ГОСТ 12.0.002-80).

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а за тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, які пов'язані з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня та тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

У ГОСТ 12.0.003-74 * «ССБТ. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація» наводиться класифікація елементів умов праці, які у ролі небезпечних і шкідливих виробничих чинників. Вони поділяються на чотири групи: фізичні хімічні, біологічні та психофізичні.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

До небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- незадовільні метеорологічні умови;
- забрудненість повітря виробничим пилом та шкідливими речовинами; несприятливе висвітлення;
- шум та вібрація, що перевищують допустимі норми;
- підвищений рівень іонізуючих випромінювань;
- рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, вироби, що пересуваються (матеріали, заготівлі), конструкції, що руйнуються, і ряд інших факторів.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливе лише за суворого дотримання санітарно-гігієнічних вимог та норм, що визначаються Санітарними нормами (СН), відповідними главами Будівельних норм та правил (СНіП) та Державними стандартами (ГОСТ).

Шкідливими - називаються речовини, які при контакті з організмом людини у разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення у стані здоров'я, які визначаються сучасними методами, як у процесі роботи, так і у віддалені терміни життя сьогодення та наступних поколінь.

Надійність та безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується під час виготовлення, контролюється під час експлуатації та відновлюється під час ремонту.

Нагляду підлягає проектна та конструкторська документація, вироби машинобудування (машини, апарати, судини, технологічні трубопроводи, трубопровідна арматура, складальні одиниці, елементи, деталі). До переліку піднаглядової продукції входять також прилади контролю та регулювання технологічних процесів, програмно-технічні комплекси управління

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

технологічними процесами, системи протиаварійного захисту, їх елементи, вибухозахищене обладнання.

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

Основні небезпечні та шкідливі фактори компресорного обладнання:

- обертів частини;
- дія предметів, що розлітаються внаслідок вибуху, або від значних статичних та динамічних навантажень (тиск газу чи повітря, статичні та циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора та трубопроводів;
- віброшумовий вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (за наявності витоків газу та викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих; - Підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини; - Підвищена рухливість повітря; - гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Керівники підприємства, власник, зобов'язані щороку розробляти та реалізовувати організаційно-технічні заходи для створення безпечних та нешкідливих умов праці під час експлуатації компресорного обладнання, які повинні відповідати вимогам чинних законодавчих та нормативних актів про охорону праці та нормативно-технічної документації, забезпечувати

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56

постійний контроль за відповідністю умовам безпеки, дотримання чинними вимог норм та правил з охорони праці та обслуговування робочого місця, використання індивідуальних засобів захисту.

В даний час підприємства мають зношений парк обладнання (об'єктів), а коштів для його заміни та модернізації у них недостатньо. Тому підвищення його надійності та безпечної експлуатації є актуальним завданням. Необхідно продовжувати залишковий ресурс об'єктів та економити кошти під час проведення ремонтів. Не допускається залишати працюючі компресори (крім повністю автоматизованих) без нагляду осіб, допущених до їх обслуговування. Не допускається зберігання легкозаймистих рідин у приміщенні машинного залу компресорної установки.

Під час роботи компресорної установки слід контролювати:

- а) тиск і температуру стисненого газу після кожного ступеня стиснення;
- б) температуру стисненого газу після холодильників;
- в) безперервність надходження в компресори та холодильники охолоджувальної води;
- г) температуру охолоджувальної води, що надходить та виходить із системи охолодження по точках;
- д) тиск і температуру олії в системі мастила;
- е) величину струму статора, а при синхронному електроприводі - струму ротора електродвигуна;
- ж) правильність дії лубрикаторів та рівень олії в них.

Показання приладів через встановлені інструкцією проміжки часу, але не рідше ніж за дві години, повинні реєструватися в журналі обліку роботи компресора.

Застосування відкритого вогню у приміщенні компресорної станції не допускається. Виробництво монтажних та ремонтних робіт із застосуванням

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		57

відкритого вогню та електрозварювання в приміщенні компресорної станції проводиться відповідно до вимог нормативно-технічної документації на проведення цих робіт.

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

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води та олії, слід встановлювати лінійні водовідділювачі з автоматичним або ручним продуванням, доступні для обслуговування. Всі пристрої для видалення масла і води, що скупчуються в повітропроводі, необхідно регулярно перевіряти обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв відігрів їх дозволяється проводити гарячою водою, паром або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню заборонена.

9.2. Ураження електричним струмом

Електробезпека - це система організаційних та технічних заходів та засобів, спрямованих на захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги та статичної електрики. Ураження електричним струмом є серйозною небезпекою, яка підсилюється тим, що висока напруга може бути виявлена людиною без спеціальних приладів, і часто виявляється тільки в момент травми. Основні джерела ураження електричним струмом включають в себе: Випадковий дотик до токонесучих частин, що перебувають під напругою; Несправні захисні засоби, які забезпечують контакт робітника з струмопровідними частинами; Поява напруги на металевих частинах обладнання, які перебувають під напругою через пошкодження ізоляції струмопровідних частин. Ураження електричним струмом може призводити до серйозних порушень діяльності

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

життєважливих органів, опіків, нагрівання кровоносних судин та інших небезпек. Вимоги щодо електробезпеки регламентуються стандартом ГОСТ 12.1.030-81. Захисне заземлення та занулення є важливими заходами для захисту від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмопровідних частин, які можуть опинитися під напругою. Вони обов'язкові для металевих частин електроустановок, які може доторкатися людина та не мають іншого захисту. Захисне заземлення та занулення застосовуються в різних сценаріях в залежності від напруги та умов роботи згідно з ГОСТ 12.1.013-78. Заходи для запобігання впливу електричного струму на людину регламентуються ГОСТ 12.1.010-76. Для захисту від випадкового дотику до струмовідних частин застосовуються захисні огороження, ізоляція, захисні відключення, засоби індивідуального захисту, захисне заземлення при пошкодженні ізоляції, УЗО та системи автоматичного відключення.

9.3. Вібрація

Джерелами виникнення вібрації є:

- невірноважені обертові маси агрегату;
- удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли);
- дефекти та розбобтаності з'єднань окремих частин машини.

Віробезпека повинна забезпечуватися:

- дотриманням правил та умов експлуатації;
- підтримкою належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;
- застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

Найбільш небезпечною дією вібрації є вплив її на людину, яка обслуговує обладнання.

Вплив вібрації на людини-оператора, тобто людина більшу частину часу, що знаходиться в безпосередній близькості з машиною, класифікується:

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		59

- за способом передачі вібрації на людину;
- у напрямку дії вібрації;
- за тимчасовою характеристикою вібрації.

В ролі факторів, що впливають на ступінь та характер негативного впливу, слід враховувати:

- ризик прояву різних патологій, включаючи професійну вібраційну хворобу;
- показники фізичного навантаження та нервово-емоційного напруження; вплив супутніх факторів, які погіршують вплив вібрації (охолодження, вологість, шум тощо);
- тривалість та перерви впливу вібрації; тривалість робочої зміни.

9.4. Вибухонебезпека

Джерелами виникнення вибуху можуть бути низькоякісна змазка, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі та вибухонебезпечних матеріалів. Для природного газу межа вибухонебезпечності складає 4,5-15%. Вплив вибуху на людину може бути різноманітним: травми, удари, опіки різного ступеня важкості, смерть. Вимоги регламентовані стандартом ГОСТ 12.1.010-76.

Виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечній ділянці протягом року складала 10^{-6} . У разі технічної або економічної не відповідності забезпеченню вказаної ймовірності виникнення вибуху виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність впливу небезпечних факторів вибуху на людей протягом року не перевищувала 10^{-6} на людину.

При цьому прийняте значення ймовірності виникнення вибуху на будь-якій вибухонебезпечній ділянці повинно забезпечуватися та узгоджуватися в установленому порядку з органами держнагляду. Вибухобезпеку повинні

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

забезпечувати вибухозапобіжні заходи та вибухозахист, а також організаційно-технічні заходи.

9.5. Монтаж трубопроводів

Безпеку експлуатації трубопроводів забезпечує їх правильне прокладання, якісний монтаж, встановлення компенсаторів та необхідного арматурного обладнання, облаштування обігріву та дренажу за потреби, контроль їх технічного стану та своєчасний ремонт. Прокладання трубопроводів на підприємствах може бути підземним у прохідних каналах (тунелях) і безканальним (прямо в ґрунті). Наземне прокладання трубопроводів здійснюється на опорах, а надземне - на естакадах, стійках, кронштейнах, а також на колонах, стінах будівель. Трубопроводи наземного прокладання служать значно довше, ніж підземні. Мінімальна висота прокладання трубопроводів - не менше 0,25м, а над дорогами - не менше 5м. Трубопроводи слід прокладати з певним нахилом в напрямку руху газу для видалення конденсату або масла, але слід уникати знижених ділянок та тупиків, де може накопичуватися рідина. Паропроводи та газопроводи, в яких може утворюватися конденсат, повинні мати дренажні пристрої для відведення конденсату та води. З метою полегшення ремонту та монтажу фланцеві з'єднання

9.6. Шум при роботі агрегата

Характеристикою постійного шуму на робочих місцях є рівні звукового тиску в октавних смугах із середньгеометричними частотами.

Для орієнтовної оцінки можна користуватися значенням рівня звуку у децибелах за шкалою А. Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні шуму та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях слід приймати згідно з таблицею 7 .

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		61

Заборонено навіть короткочасне перебування в зонах з октавними рівнями звукового тиску.

Захист від шуму, при розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця слід приймати всі необхідні заходи з пониження шуму, який впливає на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі:

- розробкою шумозахисної техніки;
- застосуванням засобів та методів колективного захисту згідно з ГОСТ 12.1.029-80;
- застосуванням засобів індивідуального захисту згідно з ГОСТ 12.4.051-78.

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище А повинні бути позначені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026–76. На підприємствах, в організаціях і установах повинен бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

Зменшення рівня звуку. Рівень звуку на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях та на території підприємств відповідно до санітарних норм проектування промислових підприємств та ГОСТ 12.1.003-83 при тривалому неперервному функціонуванні компресорів не повинен перевищувати 85 за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно прийняти заходи щодо зниження виробничого шуму до встановленого значення. Це можна здійснити шляхом:

- розміщення компресорів у звукоізоляційній камері;
- застосування віброізолюючих основ будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізоляційних прокладок в місцях з'єднання компресора з повітропроводами та іншими частинами, а також спеціальних глушників на повітропроводах продувки суден та вихлопу повітря в атмосферу;
- встановлення металевих щитів біля фільтрів всмоктування повітря;

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		62

– покриття глушників, стін та даху в приміщенні компресорної станції звукопоглинаючими матеріалами;

9.7. Шум реактивних двигунів

Проблема шуму, породженого реактивними двигунами (РД), виникає як під час їх випробувань на моторобудівних підприємствах, так і при їх застосуванні у силових установках для приводу компресорних газоперекачувальних станцій.

Зменшення рівня шуму від РД вимагає застосування ефективних заходів, які враховують високі температурні режими роботи, їхню інтенсивність, динамічність та різкість.

Проведення аналогічних заходів щодо зниження шуму, як при випробуваннях, так і при експлуатації, вимагає комплексного підходу.

Розробка та впровадження ефективних систем звукоізоляції та заглушення шуму, які б враховували особливості високотемпературних умов, є ключовим етапом вирішення даної проблеми.

Крім того, важливим є вдосконалення технологій та матеріалів, що використовуються в конструкції РД, з метою зменшення їхнього впливу на загальний рівень шуму.

Такий підхід дозволяє покращити екологічні та санітарні параметри навколишнього середовища та забезпечити безпеку працівників у виробничому середовищі.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

10. Висновок

У даній науковій роботі виконано комплексну розробку струминно-реактивної турбіни та приводу шарового крану DN700 PN100.

Першочерговою метою було спроектування та вдосконалення приводу для великого шарового крану, що працює при високому тиску. У рамках цієї задачі були проведені кінематичні розрахунки для приводу в цілому, а також виконано докладний аналіз геометричних параметрів струминно-реактивної турбіни, з урахуванням результатів експериментальних досліджень.

Додатково, у роботі звернута увага на аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що можуть виникнути в компресорному виробництві. Особливий акцент був зроблений на методах зниження шуму, який виникає від вихлопного струменя реактивних двигунів, з метою створення безпечних і комфортних умов для персоналу.

Крім того, в рамках роботи було визначено оптимальний та найбільш доцільний варіант конструкції та компанування вузлів обраного приводу. Отримані результати можуть бути використані для подальшого вдосконалення ефективності та надійності даного приводу, а також взагалі поліпшення умов експлуатації великих шарових кранів у галузі промисловості.

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		64

Список використаних джерел

1. Бережний О. С. Удосконалення робочих характеристик струминно-реактивного пневмоагрегата на основі уточнення моделі робочого процесу: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17. Суми, 2014. 21 с.
2. Ванєєв С. М. Розширювальні турбомашини радіального типу: курс лекцій / укладач С. М. Ванєєв. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 148 с.
3. Гайдамака А. В. Г14 Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
4. М. Г. Прокопов. Конструкції елементів пневмоагрегатів : навчальний посібник / М. Г. Прокопов, С. М. Ванєєв, В. М. Козін, Ю. С. Мерзляков. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 146 с.
5. Пістун І. П., Стець Р. Є., Трунова І. О. Охорона праці в галузі машинобудування: Навч. посіб. – Суми: Університетська книга, 2011. – 557 с.
6. ДСТ 12.0.003-74*. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори Класифікація. <https://budinfo.org.ua/doc/1810987/DST-12-0-003-74-SSBT-Nebezpechni-i-shkidliivi-virobnichi-faktori-Klasifikatsiia>
7. ССБТ електробезпека захисне заземлення занулення. Електробезпека: захисне заземлення, захисне занулення електроустановок. <https://kidsplaneta.ru/uk/ssbt-elektrobezopasnost-zashchitnoe-zazemlenie-zanulenie-elektrobezopasnost-zashchitnoe-zazemlenie-za/>
8. ДСТУ 2300-93. Вібрація . Терміни та визначення.
9. ДСН 3.3.6.0.39-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. – Київ, 1999. – 39 с.
10. ДСТУ EN 60079-10-1:2018 Вибухонебезпечні середовища. Частина 10-1. Класифікація зон. Середовища газові вибухонебезпечні (EN 60079-10-1:2015, IDT; ІЕС 60079-10-1:2015, IDT).

					КМ 18.00.00.00 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

11. ДСТУ EN 13237:2019 Потенційно вибухонебезпечні середовища. Терміни та визначення понять на обладнання й захисні системи, які застосовують у потенційно вибухонебезпечних середовищах (EN 13237:2012, IDT).

12. ДСТУ Б В.1.1-36:2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – Київ, 2016. 31 с.

13. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. – Київ, 2020. – 84 с. https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu_8828_2019.pdf

14. Правила пожежної безпеки в Україні: НАПБ А.01.001-14. – К.: МВС України, 2014. – 47 с. – URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15>.

15. Ференц, Надія Олександрівна. Пожежна профілактика технологічних процесів: підручник / Н. О. Ференц, Ю. Е. Павлюк. – Львів : ЛДУ БЖД, 2019. – 332 с. <https://books.ldubgd.edu.ua/index.php/ed/catalog/download/34/22/98-1?inline=1>

16. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.6.037-99. – К.: МОЗ України, 1999. <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99>

17. ДСТУ 2867-94. «Шум. Методи оцінювання. Виробничого шумового навантаження. Загальні вимоги». https://dnaop.com/html/43864/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_2867-94

18. ДБН В.1.1-31:2013 Захист територій, будинків і споруд від шуму. – К.:, 2014 – 48с. https://www.acoustic.ua/img/pdfs/pdffile_131.pdf

					<i>КМ 18.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						66
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		