

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

Кафедра приладів і контрольно-вимірювальних систем

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Інформаційно-вимірювальна система визначення моменту тертя в
підшипниках кочення

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи РІм
спеціальності 152 «Метрологія та
інформаційно-вимірювальна техніка»

(шифр і назва спеціальності)

Медюх Р.А.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Наконечний Ю.І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Апостол Ю.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Паламар М.І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль 2020

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(повна назва факультету)

Кафедра приладів та контрольно-вимірювальних систем
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Паламар М.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня Магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 152 «Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Медюх Руслан Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Інформаційно-вимірювальна система визначення моменту тертя в підшипниках кочення

Керівник роботи Наконечний Юрій Іванович, старший викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «__» _____ 20__ року № _____

2. Термін подання студентом завершеної роботи _____
3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Аналітична частина	Дубиняк Т.С.		
Основна частина	Наконечний Ю.І.		
Науково-дослідна частина	Яворська М.І.		
Спеціальна частина	Стрембіцький М.О.		
Охорона праці	Зелінський І.М.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ		
2	Аналітична частина		
3	Основна частина		
4	Науково-дослідна частина		
5	Спеціальна частина		
6	Охорона праці		
7	Безпека в надзвичайних ситуаціях		
8	Загальні висновки до кваліфікаційної роботи		
9	Графічний матеріал до кваліфікаційної роботи		

Студент

(підпис)

Медюх Р.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Наконечний Ю.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему: Інформаційно-вимірювальна система визначення моменту тертя в підшипниках кочення.

Сторінок	107
рисунків	35
таблиць	8
креслень	7
джерел	18
додатків	4

Об'єкт дослідження - вимірювання моменту тертя у приладних підшипниках.

Мета роботи - розробити інформаційно-вимірювальну систему для визначення моменту тертя в підшипниках кочення.

Проведено аналіз установки для вимірювання моменту тертя у підшипниках. Для підшипників кочення, що забезпечують роботу установки, приведені розрахунки моментів тертя і опис принципу роботи установки. Виконано аналіз похибок вимірювальної установки на розрахунок моменту тертя.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження - пошук оптимальних конструктивних систем установки.

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ, МОМЕНТ ТЕРТЯ, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ОПТОПАРА, КРОКОВИЙ ДВИГУН, МІКРОКОНТРОЛЕР

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Аналіз об'єкта вимірювання.....	7
1.2 Огляд літератури.....	14
2 ОСНОВНА ЧАСТИНА	26
2.1 Огляд методів і засобів вимірювань	26
2.2 Будова і принцип дії установки для вимірювання моменту тертя у підшипниках.....	30
2.3 Схема та принцип роботи установки.....	34
2.4 Розрахунок моменту тертя в підшипнику.....	35
2.4.1 Розрахунок моменту інерції маси, що обертається.....	35
2.5 Розрахунок моменту тертя методом часткового вибігу	39
2.6 Розрахунок моменту тертя методом повного вибігу	39
2.7 Розрахунок крутного моменту навантажувального пристрою	40
2.8 Розрахунок потужності двигуна і навантажувального пристрою	41
2.9 Вибір давача кутового переміщення	42
2.10 Розрахунок черв'ячної передачі та крутних моментів	44
2.11 Вибір двигуна.....	46
2.12 Розрахунок пружини стиску.....	47
2.13 Розрахунок похибки вимірювання.....	48
2.14 Уточнення похибки пристрою	49
3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.....	50
3.1 Принцип побудови і характеристики системи	50
3.2 Розрахунок керуючих моментів.....	50
3.3 Лістинг програми.....	54
4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	56
4.1 Опис функціональної схеми	56
4.2 Вибір та розрахунок елементів керування виконавчим пристроєм ...	59

4.3 Підбір оптопари	65
4.4 Схема підключення світлодіода та фототранзистора оптопари	66
4.5 Вибір та розрахунок електромагніта	68
4.6 Вибір конкретної схеми драйвера крокового двигуна	69
4.7 Опис функціональної схеми пристрою	70
4.8 Опис роботи електричної схеми	72
4.9 Алгоритм роботи керуючої програми	77
4.10 Блок схема алгоритму роботи	79
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	82
5.1 Заходи безпеки при роботі пневматичних електромеханічних пристроїв	82
5.2 Розрахунок запобіжних клапанів для захисту технологічного обладнання від пошкоджень	83
5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	88
5.3.1 Поліпшення стійкості складних машинобудівних підприємств під дією електричного імпульсу, вплив цього фактора на обслуговуючий персонал та захисні заходи.....	88
5.3.2 Руйнівний вплив ЕМІ.....	89
5.3.3 Екрани і пристрої захисту.....	90
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	93
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	94
ДОДАТКИ	96

ВСТУП

Основними конструктивними елементами підшипників є внутрішні і зовнішні кільця, розділені тілами кочення (кульками чи роликами). Для рівномірного розміщення тіл кочення по колу служить сепаратор.

Підшипники кочення широко застосовуються в механізмах приладів завдяки наступним перевагам:

- мають малий коефіцієнт тертя;
- високу несучу здатність;
- малі осьові розміри;
- забезпечують точне центрування вала;
- здатні працювати при малих витратах мастила, в широкому діапазон температур, вакуумі;
- не вимагають високих вимог до якості поверхонь і матеріалу цапф;
- відносно дешеві.

В той же час при проектуванні підшипникових вузлів слід враховувати і недоліки підшипників кочення:

- мають значні діаметральні розміри;
- невелику довговічність при великих швидкостях і навантаженнях;
- невисоку демпфуючу здатність;
- підвищений шум при великих швидкостях обертання.

Тип підшипника визначається напрямом зовнішніх навантажень, які сприймає підшипник (радіальні, радіально-упорні, упорні і т. д.), формою тіл кочення (кульки, ролики), кількістю рядів тіл кочення та рядом інших факторів (таблиця 1.1). Слід зауважити, що в таблиці приведені тільки основні конструктивні виконання, кожне з яких в свою чергу має ще масу конструктивних різновидностей. ГОСТ 33395-89 передбачає 12 основних типорозмірів підшипників кочення та 81 їх конструктивну різновидність.

1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Аналіз об'єкта вимірювання

Підшипники кочення - це компоненти, що підтримують осі, вали та інші деталі, що використовують принцип тертя кочення.

У багатьох випадках підшипник кочення (рис. 1.1) є підшипником. Він складається із зовнішнього кільця і внутрішнього кільця 2, кочення елементів 3 і сепаратора 4. Внутрішнє кільце підшипника розміщується на валу або осі, а зовнішнє - в опорному корпусі. Відносне обертання внутрішнього кільця щодо зовнішнього кільця забезпечується між кожним кільцем коченнями. Елементи кочення котяться уздовж доріжки (бігової доріжки), яка встановлена на зовнішньому кільці та внутрішньому кільці підшипника. Сепаратор відокремлює елементи кочення і на однаковій відстані утримує їх.

Підшипники кочення належать до найбільш широко стандартизованої групи компонентів на міжнародному рівні і виробляються на спеціалізованих заводах шляхом масового виробництва.

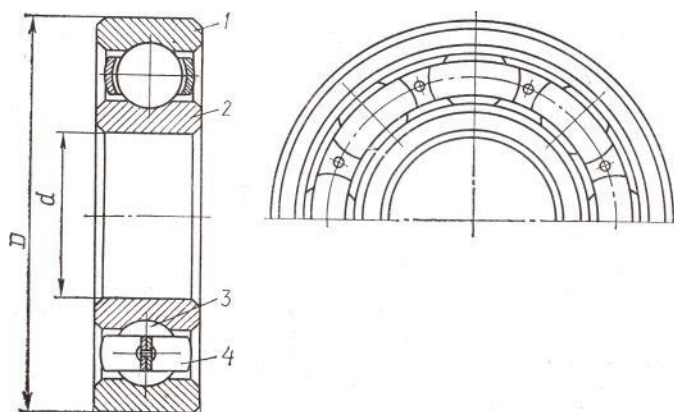


Рисунок 1.1 - Підшипник кочення

На даний момент підшипники кочення є основним видом автомобільної опори. Світове виробництво підшипників кочення базується на мільярдах оди-

ниць на рік. Вони виготовляються приблизно в 20 000 розмірів, із зовнішнім діаметром від 1 мм до 3 метрів, а вагою від 0,5 г до 7 тонн.

Підшипники кочення широко використовуються для підтримки різних обертових деталей через його переваги в порівнянні з іншими типами опор.

Ці переваги такі:

а низькі втрати на тертя, забезпечують високоефективну підтримку (до 0,99);

б дуже висока несуча здатність;

в осьовий розмір невеликий;

г вартість мастила низька;

д вимоги до матеріалу та якості поверхні цапфи вала і осі, розміщеного в підшипнику кочення, є низькими.

До недоліків підшипників кочення можна віднести:

а значний розмір діаметра, що ускладнює використання їх невеликої відстані між віссю вала;

б термін служби буде обмеженим, особливо при великих навантаженнях і швидкостях;

в низька ударна навантажувальна здатність;

г шум зростає на високих швидкостях.

Класифікація, матеріали деталей та підшипників кочення точності

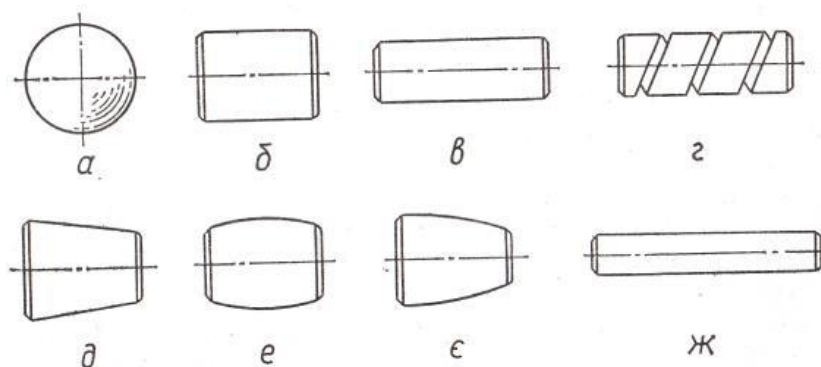


Рисунок 1.2 - Форми тіл кочення у підшипниках

Ролик (рис. 1.2, г); із конічним роликом (рис. 1.2, д); з бочками у формі роликів (рис. 1.2, е, є) та з голчастим роликом (рис. 1.2, ж).

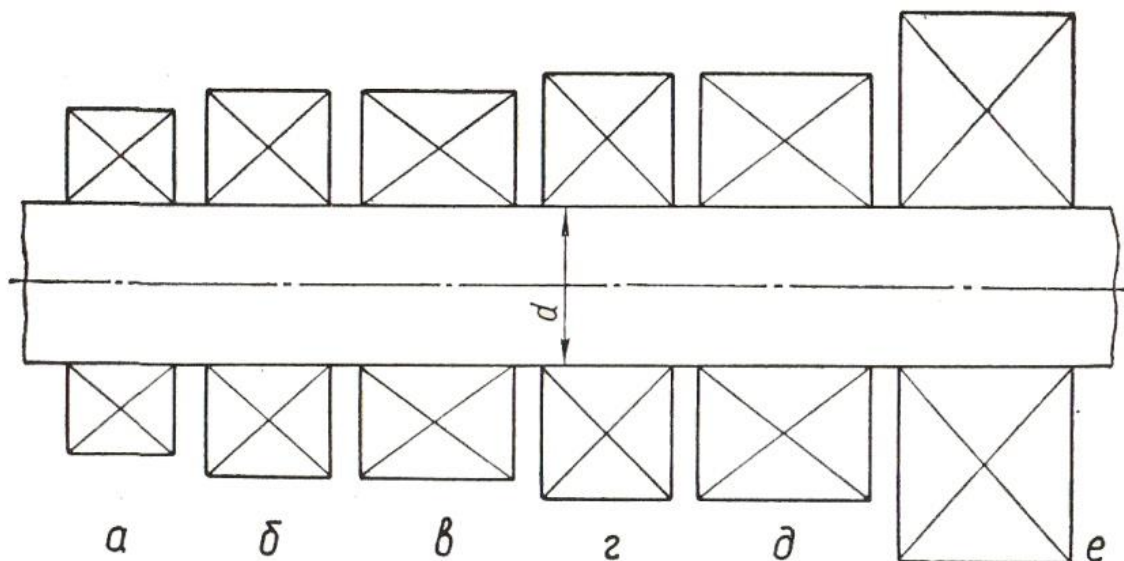


Рисунок 1.3 - Співвідношення ширин та діаметрів підшипників кочення

Підшипники кочення поділяються на такі характеристики:

1 За формою кочення елемента підшипник має кулі та ролики. Основна форма кочення елемента показана на (рис. 1.2, а, ж).

Роликові підшипники поділяються на короткі та довгі роликові (рис. 1.2, б, в) і скручені.

2 За кількістю рядів кочення елемента - один, два та чотири ряди.

3 Відповідно до методу компенсації зміщення валу несамоустановні та самоустановні є сферичними.

Самоустановлювані підшипники допускають зміщення кільця до $2-3^\circ$, тому вони можуть працювати з підвищеною деформацією валу та зміщенням отвору підшипника в одній опорі вала.

4 Підшипники кочення з однаковими радіальними розмірами та внутрішнім діаметром d поділяються на серії п'яти діаметрів (надлегкі, особливо легкі, легкі, середні та важкі) та серії п'яти ширини (особливо вузькі, звичайні вузькі та особливо широкі). Співвідношення розміру підшипника різної серії приве-

дено на рис. 1.3 (а - спеціальна легка серія; б - легка; в - легка широка; г - середня; д - середня широка; е - важка серія).

5 У напрямку зондування навантаження підшипники кочення поділяються на радіальні - вони відчують лише радіальне навантаження, яке перпендикулярне осі, що обертається (деякі радіальні підшипники, наприклад, кулькові, можуть відчувати певні осьові навантаження);

- упорні - приймає осьове навантаження;

- радіально-упорні - можуть нести радіальні та осьові навантаження;

- упорно-радіальні - зі значним осьовим і невеликим радіальним навантаженням.

Конструкція основних типів підшипників кочення приведена в табл. 1.1.

Кулькові підшипники працюють краще на більших швидкостях і менш чутливі до зміщення.

У порівнянні з кульковими підшипниками роликові підшипники мають більшу вантажопідйомність (близько 70-100%).

Усі підшипники кочення мають символ, що складається з цифр.

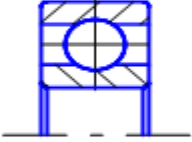
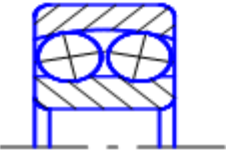
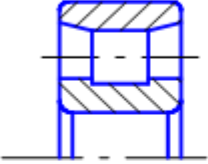
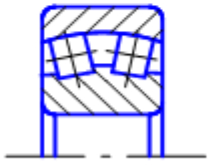
Перші дві цифри праворуч представляють внутрішній діаметр підшипника. Для всіх підшипників з внутрішнім діаметром 20 мм або більше ці дві цифри представляють частку діаметра, поділену на 5 (у міліметрах).

Для підшипників, внутрішній діаметр яких не перевищує 9 мм, перше число праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм.

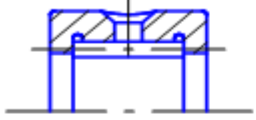
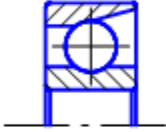
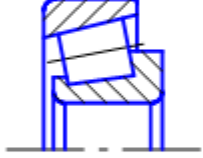
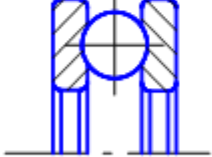
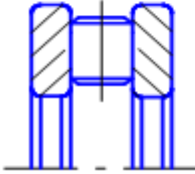
Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм представлені двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третя цифра праворуч і сьома цифра разом вказують на ряд підшипників з усіма діаметрами ($d \geq 10$ мм): основна з особливої легкої серії позначає номер 1, легкий - 2, середній - 3, важкий - 4, легкий широкий - 5, середній широкий - 6 тощо.

Таблиця 1.1 - Основні типи стандартних підшипників кочення

Єскіз	Тип і позначення	Позначення стандарту	Примітка
1	2	3	4
	Тип 0 Радіальні кулькові 0000	ГОСТ 8338-75	Навантаження радіальне та осьове в обидві сторони. Осьове - до 70% невикористаного радіального. Можуть працювати під осьовими навантаженнями при високих обертах
	Тип 1 Радіальні кулькові сферичні 1000	ГОСТ 5720-75	Навантаження радіальне. Допускають значні перекося внутрішнього кільця відносно зовнішнього.
	Тип 2 Радіальні роликові з короткими циліндричними роликами 2000	ГОСТ 8328-75	Навантаження радіальне. Підшипники можуть застосовуватись без зовнішніх кілець.
	Тип 3 Радіальні роликові сферичні 3000	ГОСТ 5721	Навантаження радіальне та осьове. Осьове - до 25% невикористаного радіального навантаження. Допускають значний перекося внутрішнього і зовнішнього кілець.

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4
	<p>Тип 4 Радіальні роликові з довгими циліндричними роликами 74000</p>	<p>ГОСТ 4657-82</p>	<p>Навантаження радіальне. Підшипники можуть застосовуватись без внутрішніх кілець.</p>
	<p>Тип 6 Радіально-упорні кулькові 6000</p>	<p>ГОСТ 831-75</p>	<p>Навантаження радіальне та осьове тільки в одну сторону. Осьове навантаження - до 30% невикористаного радіального.</p>
	<p>Тип 7 Радіально-упорні роликові конічні 7000</p>	<p>ГОСТ 27365-87</p>	<p>Навантаження радіальне і осьове тільки в одну сторону. В парі працюють при радіальному навантаженні. Для одного осьового навантаження не рекомендуються</p>
	<p>Тип 8 Упорні або упорно-радіальні кулькові 8000</p>	<p>ГОСТ 7872-89</p>	<p>Навантаження осьове тільки в одну сторону.</p>
	<p>Тип 9 Упорні та упорно-радіальні роликові 90000</p>	<p>ГОСТ 23526</p>	<p>Навантаження осьове тільки в одну сторону.</p>

Четверта цифра праворуч вказує на тип підшипника: 0 - радіальний однорядний кульковий; 1 - радіальний дворядний сферичний кульковий; 2 - радіальний короткий циліндричний ролик; 3 - радіальний дворядний сферичний ролик; 4 - довгий циліндричний або голчастий ролик; 5 - скручений роликовий ролик; 6 - радіальний упорний кульковий; 7 - конічний ролик; 8 - упорний кульковий; 9 - упорний ролик.

П'яте та шосте числа праворуч вводяться не для всіх підшипників, але є їх конструктивними особливостями.

Цифри 6, 5, 4 і 2 розділені знаком "тире" перед символом підшипника для позначення рівня точності (2 - найвищий рівень точності). Нормальний рівень точності представлений цифрою 0 і не відображається.

Приклади імен носіїв:

318 внутрішній діаметр $d = 18 \cdot 5 = 90$ мм; 3 - середні серії; кульковий однорядний підшипник із глибокою канавкою (без запису нуля перед діючим числом до позначення);

7216 має внутрішній діаметр 80 мм, легкі серії, конічні роликові підшипники.

Стандартні підшипники основних параметрів - розмір, вага, вантажо-підйомність (статична та динамічна), максимальна швидкість обертання - наведені в спеціальному каталозі підшипників кочення.

Матеріал деталей і підшипник кочення з точністю. Основними матеріалами підшипникових кілець та елементів кочення є високовуглецева хромова несуча сталь ШХ9, ШХ15 та ШХ15ГС. Твердість кільця і ролика після належної термічної обробки становить 60...65 HRC і кульок - 62...66 HRC.

Твердолеговані сталі з твердістю 59...60 HRS, такі як 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А тощо, широко використовуються в основних компонентах великих підшипників кочення.

У більшості випадків сепаратори штампуються з м'якої вуглецевої сталі; для високошвидкісних підшипників використовуються великі сепаратори, виготовлені з бронзи, латуні, алюмінієвого сплаву або пластику (текстоліт, поліамід).

Останнім часом підшипники кочення з пластику (переважно зі скловолокна) застосовуються для роботи в умовах ударних навантажень та високих вимог до шуму.

У той же час вимоги до твердості кілець різко знижуються, і вони можуть бути виготовлені з легких сплавів.

Підшипники кочення поділяються на 5 класів точності (ГОСТ520-89), які представлені цифрами (в порядку збільшення точності): 0, 6, 5, 4 і 2. Основними особливостями точності підшипників кочення є:

а точність основних розмірів (внутрішній і зовнішній діаметр підшипника та ширина кільця);

б точність взаємно розміщеної форми поверхні кільця;
в точності обертання.

Зі збільшенням рівня точності вартість підшипників кочення значно зростає.

Ціна підшипників класу точності 2 приблизно в 10 разів дорожча за звичайні підшипники класу точності 0.

Для більшості валів і осей загального призначення зазвичай застосовуються підшипники класу точності 0, а для валів, які потребують точного обертання для верстата, використовуються підшипники вищого класу точності.

1.2 Огляд літератури

Конструкція підшипника кочення, правильне складання та монтаж підшипника суттєво вплинуть на надійність та довговічність підшипника кочення. Підшипники встановлюються для забезпечення необхідної радіальної та осьової фіксації валу, але вони не повинні додатково навантажуватися через

високе натяг у кільцевій рамі, деформацію температури, усадку під час монтажу та деформацію кільця.

Забезпечити жорсткість і вирівнювання посадкового гнізда.

Гніздо в підшипниковому сидінні, призначеному для розміщення зовнішнього кільця підшипника, повинно мати достатню жорсткість, оскільки деформація поверхні опори може призвести до блокування кочення елемента та передчасного пошкодження підшипника.

Також можуть виникати перешкоди, якщо посадочні гнізда в оболонках двох опор валів вирівняні або посадочні цапфи без валів вирівняні.

Якщо є основні труднощі із забезпеченням вирівнювання посадкових гнізд (наприклад, якщо немає можливості розмістити два підшипники вала в одному жорсткому корпусі), використовуйте самоустановлюючі сферичні підшипники.

Цей тип підшипника також використовується для великих бічних відхилень осей та валів.

Встановлення підшипників кочення.

Для осьової фіксації валу і допустимої опори для відчуття осьового навантаження закріплені два підшипникові кільця: внутрішнє кільце - на валу, зовнішнє кільце - в опорному корпусі закріплені два несучі кільця: внутрішнє кільце - вал, зовнішнє - в опорному корпусі.

На рис. 1.4 показані деякі типові способи встановлення підшипників на валу. Внутрішнє кільце підшипника закріплено на валу за допомогою фланця і щільно прилягає (рис. 1.4, а), пружинне стопорне кільце (рис. 1.4, б), торцева прокладка (рис. 1.4, в) та спеціальні круглі гайки використовуються разом із стопорними шайбами (рис. 1.4, г). Кріплення підшипника на валу в основному використовується для вала, який обертається відносно нерухомого корпусу.

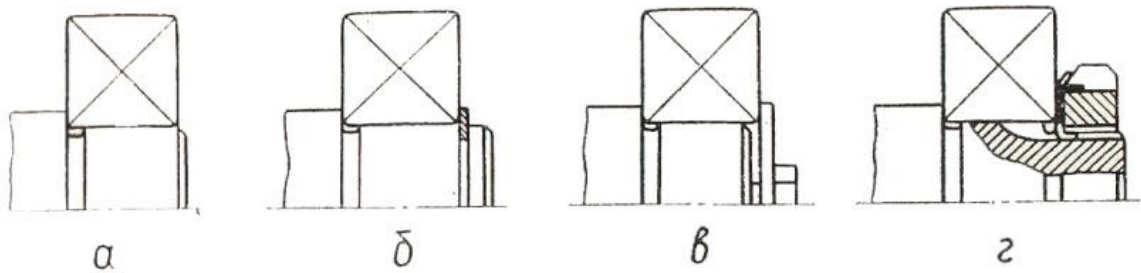


Рисунок 1.4 - Монтаж підшипників кочення на валах

Встановлення підшипника кочення в нерухомий корпус може бути здійснено згідно з методом, наведеними на рис. 1.5.

Якщо необхідно забезпечити осьовий рух опори вала, наприклад, щоб компенсувати температурну деформацію вала, зовнішнє кільце підшипника не закріплене осьовому в корпусі (рис. 1.5, а).

Одностороннє закріплення осьово го положення вала може бути одностороннім закріпленням зовнішнього кільця фланця підшипника в корпусі гнізда або кришці підшипника (рис. 1.5 б, в). Через комір або кільце та підшипникову кришку (рис. 1.5, г, д) відбувається двостороння фіксація зовнішнього кільця в корпусі розетки. Існують і інші способи встановлення та фіксації підшипника кочення на сидінні підшипника.

У разі використання радіальних, радіально-упорних і упорних підшипників, давайте розглянемо деякі характеристики двовісного опорного кріпильного підшипника.

Радіальні підшипники використовуються лише для радіального навантаження опори, а іноді і для невеликих осьових навантажень (підшипники кульково радіальні). На рис. 1.6, а показаний варіант кріплення вала на радіальному кульовому підшипнику для короткого вала (відношення довжини вала до діаметра $l/d < 4$).

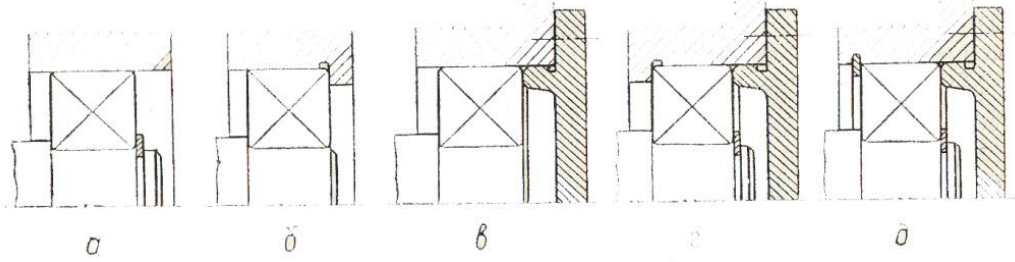


Рисунок 1.5 - Кріплення підшипників кочення у корпусі опори

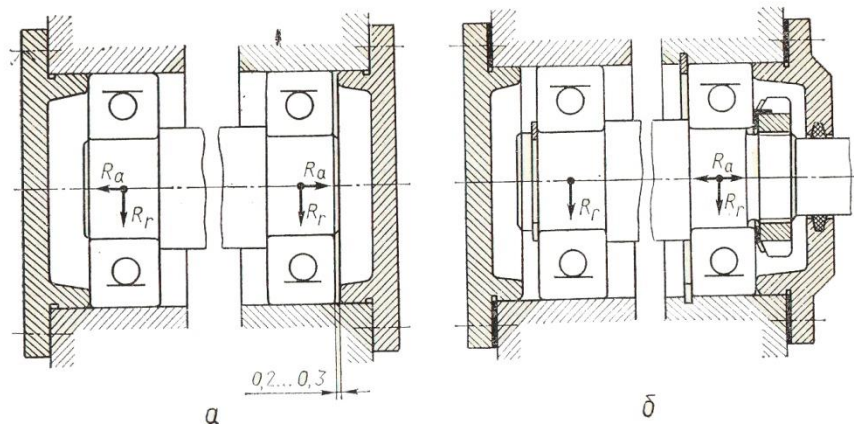


Рисунок 1.6 - Конструкції опор валів на радіальних кулькових

Тут підшипник має одностороннє нерухоме зовнішнє кільце на двох опорах. Між зовнішнім підшипниковим кільцем і верхньою кришкою є невеликий зазор 0,2-0,3 мм, щоб запобігти заклинюванню елементів кочення, коли вал розтягується при температурі.

Згідно з варіантом, показаним на рис. 1.6, б, довгий вал встановлений на радіальному кульковому підшипнику.

У цьому варіанті внутрішні кільця двох підшипників закріплені на валу в обох напрямках, зовнішнє кільце одного підшипника закріплене по обидва боки корпусу, а зовнішнє кільце другого підшипника може рухатися в осьовому напрямку в корпусі.

Це запобігає заклинюванню підшипника під час подовженої температури вала.

Підшипник закріплений з обох боків вала та в корпусі і можуть нести радіальні та осьові навантаження. Підшипники (плаваючі опори) можуть вільно розміщуватися в корпусі і нести тільки радіальні навантаження (напрямок навантаження вказується стрілкою).

Плаваючий опорний підшипник повинен бути навантажений з низькою радіальною силою.

Схема встановлення радіальних роликів підшипників в опорах валів багато в чому залежить від конструктивних особливостей цих підшипників.

Підшипники радіально-упорні одночасно приймають радіальні та осьові навантаження.

Характеристика цих підшипників полягає в тому, що під час радіального навантаження виникає осьова сила через кут контакту а елементів кочення (див. табл 1.1). Ця осьова сила рухає вал осьовим напрямом.

Щоб запобігти цьому зміщенню, в більшості випадків вал слід розміщувати у двох кутових контактних підшипниках в одну групу так, щоб осьові сили, що виникають у них, були спрямовані в протилежні сторони (тобто протилежний кутовий контакт а).

На рис. 1.7 показані деякі варіанти кріплення радіально-упорних кулькових та роликів підшипників на опорі вала.

Для коротких валів, використовуйте варіант кріплення "у стовпі" (рис. 1.7, а) та "у розтягванні" (рис. 1.7, б). У цих моделях кожне кільце двох підшипників має лише односторонню осьову фіксацію на валу та в гнізді опорного корпусу.

Довгий вал, навантажена радіальними та осьовими зусиллями, розміщена на композитній опорі (рис. 1.7, в). Кронштейн складається з двох кутових контактних підшипників, розміщених "у стовпі", і приймає радіальні та двонаправлені осьові навантаження.

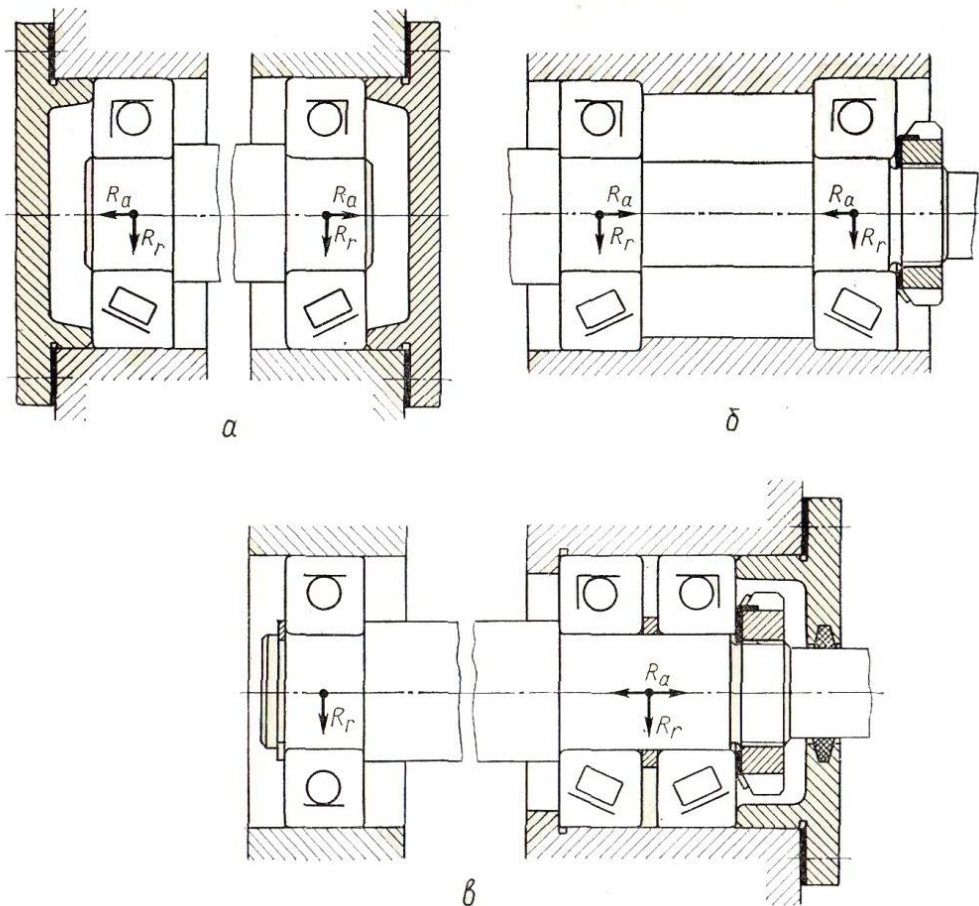


Рисунок 1.7 - Конструкції опор валів на радіально-упорних підшипниках

Для другої опори валу може бути використаний радіальний підшипник (лише зондуючи радіальне навантаження), і він може рухатися в осьовому режимі, коли температура валу збільшується (плаваюча опора).

Радіально-упорні підшипники вимагають ретельного регулювання. Регулювання натягу цього підшипника здійснюється при робочій температурі за допомогою набору шайб між корпусом і кришкою (рис. 1.7, а, в) або використовуйте гайки на валу (рис. 1.7, б).

Упорні підшипники використовуються лише для вимірювання осьового навантаження. Одинарний упорний підшипник може нести одностороннє осьове навантаження, подвійний упорний підшипник може нести двостороннє осьове навантаження. Варіант встановлення опори валу з упорним підшипником показаний на рис. 1.8, а, б.

Іноді радіальні та упорні підшипники можуть використовуватися в одній і тій же опорі.

У цьому випадку ця комбінована опора вала може витримувати радіальні та осьові навантаження.

Посадка підшипників кочення.

Припасування кільця підшипника до валу та кріплення підшипника залежить від режиму роботи, типу навантаження, типу підшипника та способу регулювання. Існує два основних типи несучих навантажень: циклічні та місцеві.

Циклічне навантаження, де підшипникове кільце обертається щодо вектора сили, наприклад внутрішнього кільця підшипника, яке розміщується на валу із шестернями. Таке кільце розміщується на валу під натягом.

В іншому випадку через щілину він почне обертатися навколо цапфи, яка її спрацює.

Місьцеве навантаження, де кільце не обертається щодо вектора сили. Це навантаження здійснюється щодо зовнішнього кільця підшипника, яке розміщується на валу з шестернею навантаженої трансмісії.

У разі місцевого навантаження несуче кільце розміщується з невеликим зазором або низьким натягом.

Ця фіксація дозволяє кільцю періодично обертатися навколо своєї осі під впливом удару та вібрації та потрапляти в новозавантажену частину бігової доріжки. Діапазон допуску валу підшипника вибирається відповідно до системи отворів, хоча сам отвір у внутрішньому кільці підшипника має допуск, мінус номінальне значення (тобто не відповідно до системи отворів).

Діапазон допусків корпусу зовнішнього кільця підшипника розподіляється відповідно до системи валу.

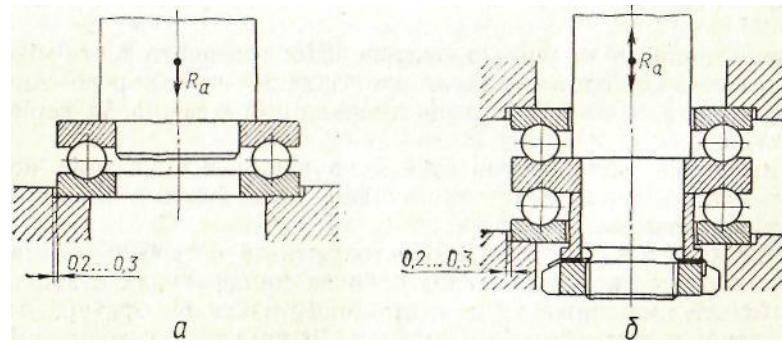


Рисунок 1.8 - Опори валів на упорних кулькових підшипниках

Вплив режиму роботи підшипників на вибір посадок такий: чим більше навантаження, тим сильніша тяга і тим більше натяг для посадки, оскільки це збільшує еластичність і залишкову деформацію поверхневого шару валу і гнізда корпусу і самого кільця. Чим вище швидкість, тим вільнішою повинна бути посадка.

Існують такі рекомендації щодо вибору посадок з урахуванням типу підшипників.

Посадки роликот підшипників вибирають більш щільними, ніж кулькових підшипників, оскільки натяги посадки в них можуть суттєво змінити зазори (у радіально-упорних підшипниках зазори усуваються при складанні опори та регулюванні).

При регулюванні зазору підшипникове кільце, яке рухається на валу або в корпусі, повинно бути встановлене на рухомій посадці.

Розподіл зон допуску підшипників кочення слід проводити згідно з наступними рекомендаціями:

1 При циклічному навантаженні (обертання вала) діапазон допусків валу внутрішнього кільця підшипника становить $-j6, k6, m6, n6$; при місцевому навантаженні (вал не обертається) $-g6, h6$.

2 При циклічному навантаженні (обертання корпусу) діапазон допусків отворів корпусу зовнішнього кільця підшипника становить $-K6, M7, N7$; при місцевому навантаженні (корпус не обертається) $-Js7, H7, K6, M7$.

Змащення підшипників кочення. З метою зменшення тертя між елементами кочення, кільцем та сепаратором, запобігання корозії та підвищення герметичності робочої зони підшипника кочення їх регулярно змащують.

Рідкі мінеральні та пластичні мастила є практичним застосуванням змащення підшипників кочення.

За необхідності використовуйте рідкі мастила, щоб мінімізувати втрати на тертя та підвищити робочу температуру підшипника. Чим більше навантаження на підшипник і чим вище температура, тим вища в'язкість мастила.

Змащування підшипників рідкими мастилами можна здійснювати зануренням у мастильну ванну, розпиленням, змащуванням туману або крапельним зрошенням.

При зануренні в підшипник горизонтального вала рівень масла не повинен бути вище центру нижнього кочення.

Пластикове мастило розміщується в підшипниковому сидінні підшипникового сидіння вільним об'ємом 0,3-0,6 і регулярно оновлюється. Рекомендується використовувати мастило для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, підшипників, що працюють у забрудненому середовищі, та підшипників з малим амплітудним поворотним рухом.

Підвищена надійність запобігання забрудненню пов'язана із заповненням зазору пластиковою мастилом, а отже, додатковим ущільненням опори вала.

При надзвичайно високих температурах підшипники кочення використовують атомізовані тверді мастила - графіт та дисульфід молібдену.

Ущільнення підшипників кочення. Щоб запобігти забрудненню підшипника кочення та запобігти витоку масла, використовуйте ущільнювальний пристрій на опорі вала.

Відповідно до принципу роботи, герметизуючий пристрій (рис. 1.9) поділено на наступне: контакт (манжети та сальник), що використовується на низьких та середніх швидкостях; герметизуючий ефект забезпечується завдяки тісному контакту деталей обладнання; лабіринт та проріз, вони використовуються в необмеженому діапазоні швидкостей; захист завдяки

проходженню через вузькі щілини забезпечується підвищеною стійкістю до витоку масла; відцентровий, який можна використовувати на середніх і високих швидкостях; принцип дії - відцентрова сила, що відбиває мастило та забруднення, що потрапляють в підшипниковий вузол; комбінування, поєднання двох або більше згаданих вище принципів дії .

Манжетні (рис. 1.9, а) у вигляді кільцевих фланців вони встановлюються, наприклад, в покритті з натягом.

Манжета натискається на вал пружною силою самої манжети та спеціальної пружини. Губне ущільнення стандартизоване (ГОСТ 8752-79) і вважається досить надійною роботою.

Вони також можуть бути використані для рідких та пластикових мастил у випадку круглої поверхні валу зі швидкістю до 10 м/с. Поверхня шахти, що контактує з наконечником, повинна бути відполірована.

Ущільнення сальника (рис. 1.9, б) фетрове або повстяне кільце змочують у гарячому маслі і виконують у вигляді натягу у спеціальній кільцевій канавці.

Використовуйте сальники на полірованій поверхні шахти для рідких і пластикових мастил зі швидкістю до 5 м/с.

Лабіринтне ущільнення (рис. 1.9, б) є найбільш придатним для роботи на високих швидкостях. У цих ущільненнях необхідно передбачити відповідні чергуються деталі з невеликими зазорами та збільшеними зазорами. Коли ущільнювач працює на низьких і середніх швидкостях, невеликий зазор 0,2-0,5 мм заповниться маслом.

Ущільнення канавки (рис. 1.9, г, д) в основному виконано у вигляді жолобчастої кільцевої щілини.

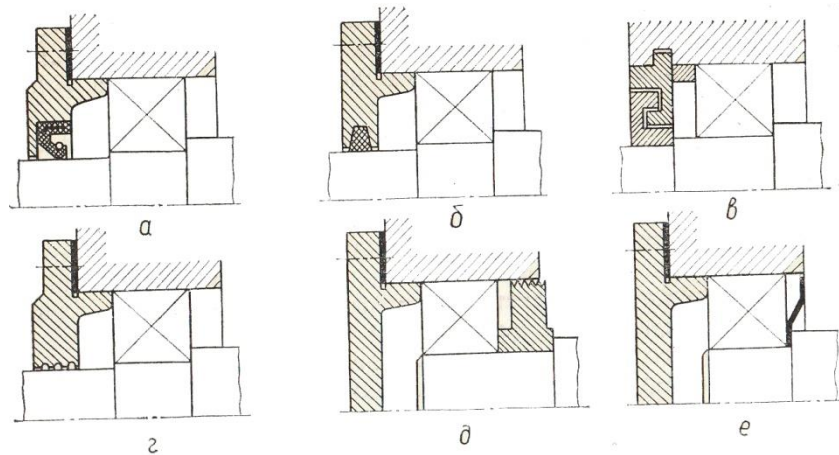


Рисунок 1.9 - Ущільнення підшипників у опорах

Тріщини заповнюються пластичним мастилом. Захисні характеристики ущільнення у формі канавки не є значними, тому в основному воно використовується для підшипникових вузлів, які працюють у чистому та сухому середовищі.

Робота ущільнення заснована на дії відцентрової сили (рис. 1.9, е), в основному використовується як внутрішня пломба. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують герметизації при зупинці машини.

Коли підшипники кочення використовуються в сильно забруднених або суворих умовах, можуть використовуватися комбіновані ущільнення.

Підшипник ковзання є складовою частиною осі та опори валу, і його поверхня цапфи взаємодіє з нерухомою поверхнею підшипника, що покриває її через шар мастила або безпосередньо.

Тільки тоді, коли поверхня шахти та несуча цапфа розділені шаром мастила достатньої товщини, підшипник ковзання може нормально працювати без необхідності систематичного приводу поверхні валу та цапфи підшипника.

Існування шару мастила між робочими поверхнями може забезпечити лише надмірний тиск, який є гідродинамічним, що утворюється при обертанні цапфи, або є гідростатичним, що обумовлено належним змащенням подачі насоса.

Основне практичне застосування - це підшипники для гідродинамічного змащення.

Підшипники ковзання в сучасному машинобудуванні мають вузький діапазон застосування, ніж підшипники кочення.

Однак для деяких своїх позитивних характеристик вони в деяких випадках мають пріоритет або однакове використання з підшипниками кочення. У цьому випадку використовуйте підшипники кочення:

а для опори вала ($\omega > 500 \text{rad / S}$), в робочому режимі, де довговічність підшипника кочення досить низька;

б для валів та осей, які вимагають високоточної установки та забезпечують постійне положення обертового валу;

в вали великого діаметру через відсутність стандартних підшипників кочення;

г коли підшипник повинен бути рознімним в умовах складання машини (наприклад, для опори колінчастого вала);

д коли підшипник працює у воді чи агресивному середовищі, підшипник кочення не може нормально працювати;

е коли потрібен розмір малого діаметра, наприклад, для близько розташованих паралельних валів;

є існують низькошвидкісні вали та невідповідальні механізми для валів, у яких підшипники ковзання прості за конструкцією та дешевші за підшипники кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного контролю та безперервного змащення, мають великі втрати на тертя при низьких оборотах вала і вимагають вищої точки початку під час запуску машини.

Крім того, вал, що працює в підшипнику ковзання, і цапфа вала повинні мати високу якість поверхні, щоб запобігти прискоренню приводного підшипника і цапфи.

2 ОСНОВНА ЧАСТИНА

2.1 Огляд методів і засобів вимірювань

Завдання нашої роботи - це вимірювання моменту тертя у приладних підшипниках.

Існує багато пристроїв для вимірювання моменту тертя:

1 Пристрої для вимірювання моменту тертя за допомогою пружних чутливих елементів;

2 Пристрої для вимірювання моменту тертя методом вибігу (повного та неповного).

На першому типі пристроїв вимірюється миттєве значення моменту тертя, на другому середнє значення моменту тертя.

Широке застосування у заводській практиці отримали пристрої визначення моменту тертя методом повного вибігу.

Тому у нашому стенді для дослідження моментів тертя приладних підшипників кочення будемо використовувати саме ці два методи.

Метод часткового вибігу:

Після розкручення маховика рукою, вільне обертання маховика гальмується моментом тертя, який вважається постійним для досліджуваного підшипника.

Диференційне рівняння рівно-гальмівного руху маховика має вигляд:

$$J \cdot \left(\frac{d^2 \phi}{dt^2} \right) = -M_{тр} \quad (2.1)$$

де J - момент інерції маховика; (ϕ - кут повороту маховика, рад).

Про інтегрувавши рівняння (2.1), отримаємо рівняння вимірювання швидкості рівно-гальмівного руху маховика:

$$\omega_t = \frac{d\phi}{dt} = -\left(\frac{M_{св}}{J}\right) \cdot t + C_1 \quad (2.2)$$

Підставляючи у формулу (2.2) першу граничну умову $t = 0$ (коли маховик ще не розкручений), визначаємо, що величина сталої C_1 рівна кутовій швидкості маховика на початку відліку, тобто $\omega_{поч}$.

$$C_1 = \frac{d\phi}{dt} = \omega_{поч} \quad (2.3)$$

Підставляючи (2.3) у вираз (2.2), отримаємо залежність зміни кутової швидкості маховика ω_t для рівно-гальмівного обертання маховика (рис. 2.1а):

$$\omega_t = \frac{d\phi}{dt} = -\left(\frac{M_{св}}{J}\right) \cdot t + \omega_{поч} \quad (2.4)$$

Остання формула використовується для визначення моменту тертя методом часткового вибігу. Для цього необхідно:

- 1 Знати величину моменту інерції маховика J ;
- 2 Виміряти миттєву кутову швидкість обертання маховика на початку відліку ω_0 і кутову швидкість ω_t через час $t = T_0$ (див. рис. 2.1а).

Розрахункова формула має вигляд:

$$M_{тр} = \frac{(\omega_0 - \omega_t) \cdot J}{T_0} \quad (2.5)$$

Метод повного вибігу:

Для визначення моменту тертя методом повного вибігу необхідно виконати наступне перетворення формули (2.4).

Якщо вважати, що через час $t = T$ маховик повністю зупиниться, тобто швидкість обертання ω_t стане рівною 0, то можна розрахувати початкову кутову швидкість.

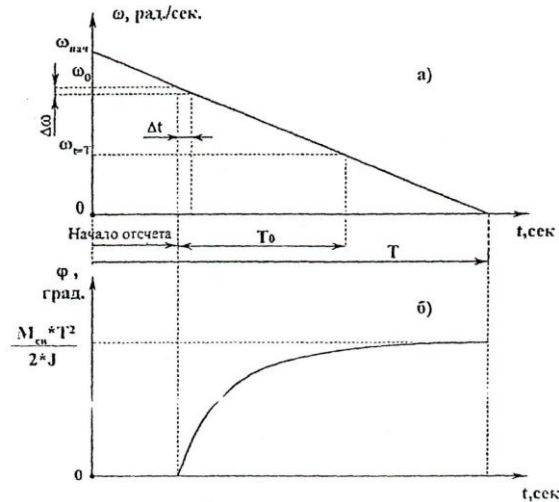


Рисунок 2.1 - Залежність кутової швидкості та кута повороту маховика від часу

Маємо при $\omega_t = \frac{d\phi}{dt} = 0$:

$$\omega_{поч} = \left(\frac{M_{mp}}{J} \right) \cdot T \quad (2.6)$$

Підставляючи початкову кутову швидкість $\omega_{поч}$ у формулу (2.3), отримаємо інший вигляд формули (2.3) - більш зручний для подальшого дослідження:

$$\frac{d\phi}{dt} = - \left(\frac{M_{mp}}{J} \right) \cdot t + \left(\frac{M_{mp}}{J} \right) \cdot T \quad (2.7)$$

Інтегруючи цей вираз по t , отримаємо залежність кута повороту ϕ_t маховика для рівно-гальмівного руху:

$$\phi_t = -\frac{M_{mp}}{J} \cdot \frac{t^2}{2} + \frac{M_{mp}}{J} \cdot T \cdot t \cdot C_2 \quad (2.8)$$

Підставляючи у це рівняння граничні умови $t = 0$, $\phi = 0$, визначаємо величину сталої $C_2 = 0$.

Рівняння рівно-гальмівного руху маховика під дією моменту тертя має вигляд:

$$\phi_t = -\frac{M_{mp}}{J} \cdot \frac{t^2}{2} + \frac{M_{mp}}{J} \cdot T \cdot t \quad (2.9)$$

Згідно з рівнянням (2.8), маховик за час $t = T$, тобто за час від початку відліку часу обертання до повної зупинки, повернеться на кут ϕ_t .

Підставляючи значення $t = T$ у формулу (2.8), отримаємо вираз, за яким можна експериментально визначити момент тертя методом повного вибігу.

$$\phi_t = -\frac{M_{mp}}{J} \frac{T^2}{2} + \frac{M_{mp}}{J} \cdot T^2 = \frac{M_{mp} \cdot T}{2J} \quad (2.10)$$

Звідки:

$$M_{mp} = \frac{2J\phi_t}{T^2} \quad (2.11)$$

При проведенні експериментів, кут повороту ϕ_t за час $t = T$ зручно визначати в обертах маховика n_t тому, враховуючи, що $\phi_t = 2\pi n_t$, можна переписати останній вираз:

$$M_{mp} = \frac{(4 \cdot \pi \cdot n_t \cdot J)}{T^2} \quad (2.12)$$

де n_t - число обертів маховика від початку вимірювання (початку відліку) до повної зупинки маховика;

T - час вільного обертання маховика від початку відліку до повної зупинки, сек;

J - момент інерції маси, що обертається відносно осі обертання, кг.

2.2 Будова і принцип дії установки для вимірювання моменту тертя у підшипниках

На сьогоднішній день відомо багато пристроїв для вимірювання моменту тертя у підшипниках, а саме: Лабораторна установка Тернопільського національного педагогічного університету.

Будова і принцип дії установки.

Установка (див. рис. 2.2) складається з корпусу (1), на якому встановлений вал (17) з випробувальною головкою та пристроєм, що вимірює силу, і приводу для вимірювання встановленого моменту тертя.

Характерні особливості установки:

1 Типи досліджуваних підшипників:

а шарикопідшипник радіальний однорядний 208 ГОСТ 8338-57 легкої серії, внутрішній діаметр підшипника - 40мм;

б шарикопідшипник радіальний, однорядний 308 ГОСТ 8338-67 середньої серії, внутрішній діаметр підшипника - 40 мм;

в шарикопідшипник радіальний сферичний дворядний 1208 ГОСТ 8338-57 легкої серії внутрішній діаметр підшипника - 40 мм;

г роликовий конічний однорядний 7208 ГОСТ 333-59 легкої серії внутрішній діаметр підшипника - 40 мм;

2 Максимальне зусилля навантаження - 1200 кг (11,8 кН).

3 Число обертів вала - 970, 1880, 2860, об/хв /102, 197, 300/рад/сек.

4 Метод вимірювання навантаження - за допомогою динамометричної скоби і індикатора годинникового типу.

5 Метод вимірювання моменту тертя:

а по шкалі за допомогою маятника;

б тензодатчиками опору.

6 Живлення від сітки трьохфазного змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц.

7 Привід - електродвигун А02-11-4; N= 0,6 квт; n=1350 об/хв /141 рад/сек/ ГОСТ 183-66.

Вал розташований у двох опорах кулькових підшипників (16) і приводиться в рух електродвигуном (29) через трьохступеневу клинопасну передачу (19). Натяг здійснюється гвинтовим пристроєм (30), який використовує електродвигун для обертання допоміжної моторної плити навколо осі.

Клинопасна передача розміщена у корпусі (18) із швидкознімною кришкою (20). Для затягування та контактування розподільної коробки корпус має вікно, закрите кришкою (28) та (31).

Випробувальна головка встановлена на кінці вала, який має кульовий замок (7).

Зовнішні кільця двох проміжних випробувальних підшипників (5) розташовані в загальній обоймі (13), зовнішні кільця двох крайніх випробувальних підшипників (6) розміщені в корпусі головки (14), а обойма проміжного підшипника покрита зазором .

Навантаження здійснюється гвинтом (11), а основний корпус (12) з'єднаний з корпусом головки.

У цьому випадку підшипник обойми натискається на втулку (15), що сидить на табуреті, і підшипник корпусу видавлюється.

Пристрій вимірювання сили складається з динамометричної скоби (21) та індикатора (22), проградуєваних у кілограмах.

Змащувальний пристрій, що використовується для змащення підшипників у випробувальній головці, складається з циліндра (8) з поршнем (9). Переміщаючи поршень, рівень масла в підшипнику можна змінити.

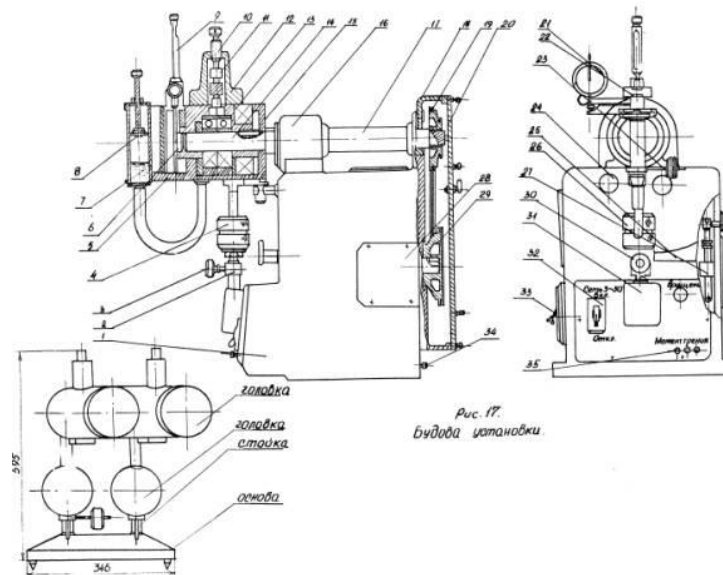


Рисунок 2.2- Лабораторна установка для вимірювання моменту тертя у підшипниках

Для змащення підшипників застосовують рідке масло марки “Індустріальне” “12” по ГОСТ 1707-51, яке має в’язкість в умовних градусах Енглера $1,86 + 2,26$ при 50°C .

Для визначення початку стабільної роботи підшипників передбачений термометр (10), який визначає температуру масла.

Момент тертя, що виникає в підшипнику, намагається захопити корпус і разом з ним захопити обойму двох проміжних підшипників. Маятник з вантажем (4) закріплений у корпусі головки. Це забезпечить корпус від обертання і буде відхиляти на певний кут, який залежить від величини крутного моменту.

Стрілка (26), закріплена на маятнику, і шкала (27) проградуєвана в кілограмах, щоб відобразити значення моменту тертя підшипника.

Для врівноваження головки в зібраному стані використовується вантаж (23), який рухається вздовж різьби вздовж стрижня (24). Для обмеження обертання головки при запуску електродвигуна існує обмежувальна опора (25).

На установці передбачено вимірювання моменту тертя і за допомогою тензодатчиків опору, наклеєних на вимірювальну пружину (32) з виводом 3 на клеми (39), розташовані на панелі (35).

Для цього необхідно ввести в зачеплення із вимірювальною пружиною натискуючу втулку (2), розташовану на кінці маятника і за допомогою маховичка (3) зафіксувати її.

Електрообладнання установки містить:

- 1 Електродвигун типу А02-11-4 N =0,6 квт; n=1350 об/хв (141 рад/с).
- 2 Панель з апаратами і органами керування.
- 3 Гвинт заземлення (37)

Живлення здійснюється від сітки трьохфазного змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц. Підключення установки до сітки здійснюється за допомогою шнура (36).

Захист електрообладнання від струмів короткого замикання і перевантаження здійснюється автоматичним вимикачем типу АК63-3М.

Рукояткою (34) автоматичного вимикача подається . напруга на силові кола і кола керування. Запуск електродвигуна здійснюється натиском кнопки (38) чорного кольору з написом “Пуск”. Зупинка електродвигуна здійснюється натиском кнопки (38) червоного кольору з написом “Стоп”.

Наладка і правила користування.

Установка встановлюється і закріплюється до столу. Поряд встановлюється стелаж для досліджуваних головок.

Необхідно подавати масло в головку до риски, яка розташована на фланці. В іншому випадку, коли обладнання працює, масло буде викидати з головок. Гвинт навантаження обертається за допомогою воротка, який входить в комплект установки.

2.3 Схема та принцип роботи установки

Спроектована установка складається з інерційної маси (три диски, маховик із прорізами та стержня), досліджуваного підшипника, фотодіода та фотоприймача.

Принцип роботи стану полягає у наступному:

Досліджуваний підшипник (2) вставляється в обойму (3) (див. рис. 2.3). І розкручується рукою. Вантажі (1) і маховик (4) створюють момент інерції, крім того маховик (4) має 60 прорізів по 3 мм. Що дає змогу рахувати кількість прорізів, що пройшла за певний період через фотодіод (6) і фотоприймач (5) і відсилати дані на блок обробки інформації.

Таким чином можна визначити момент тертя в підшипниках кочення за допомогою даного стану двома способами:

- 1 Метод повного вибігу.
- 2 Метод часткового вибігу.

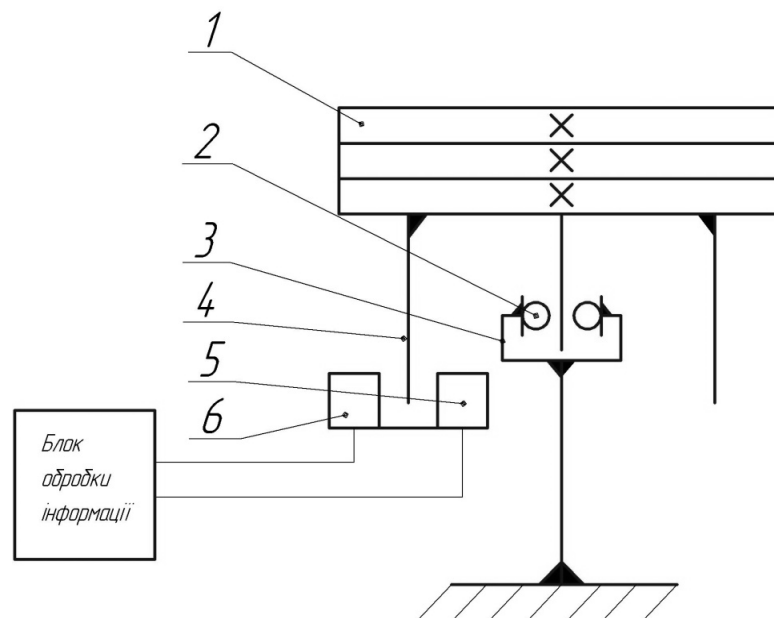


Рисунок 2.3 - Принципова схема установки

2.4 Розрахунок моменту тертя в підшипнику

2.4.1 Розрахунок моменту інерції маси, що обертається

Розрахунок моменту інерції диска

Для початку розрахунків задамося масою диска $m = 2.5$ кг, діаметром стержня $d = 8$ мм та висотою $h = 15$ мм.

Знайдемо об'єм диска за формулою

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2.13)$$

$$V = \frac{2.5}{7800} = 3.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

А також об'єм можна знайти за формулою

$$V = \frac{h \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{h \cdot \pi \cdot (D-d)^2}{4} \quad (2.14)$$

Підставивши у цей вираз вихідні дані і виразивши D одержимо:

$$V = \frac{0.015 \cdot 3.14 (D - 0.008)^2}{4}$$

$$(D - 0.008)^2 = \frac{3.2 \cdot 10^{-4}}{0.01178}$$

$$D = 174 \text{ мм}$$

Момент інерції даного диску можна знайти за такою формулою:

$$J_{\text{диску}} = \frac{1}{2}MR^2 \quad (2.15)$$

$$J_{\text{диску}} = \frac{2.5 \cdot 0.174^2}{2} = 0.0378 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Розрахунок моменту інерції маховика

Момент інерції маховика буде складатись з суми трьох моментів.

Момент інерції диска:

Заданий зовнішній діаметр диска $D = 127$ мм.

Масу диска будемо шукати за формулами:

$$V_{\text{диску}} = \frac{0.003 \cdot 3.14 \cdot 0.127^2}{4} = 0.038 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m_{\text{диску}} = V \cdot \rho \quad (2.16)$$

$$m_{\text{диску}} = 0.038 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 0.296 \text{ кг}$$

$$J_1 = \frac{0.127^2 \cdot 0.296}{2} = 2.13 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції пустотілого циліндра:

Внутрішній діаметр циліндра $d = 123$ мм

Зовнішній діаметр $D = 127$ мм,

Висота $h = 47$ мм,

$$V = V_1 - V_2 \quad (2.17)$$

$$V_1 = \frac{0.047 \cdot 3.14 \cdot 127^2}{4} = 0.59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V_2 = \frac{0.047 \cdot 3.14 \cdot 0.123^2}{4} = 0.56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$V = 0.59 \cdot 10^{-3} - 0.56 \cdot 10^{-3} = 0.03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m = 0.03 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 0.234 \text{ кг}$$

$$J_2 = 0.234 \cdot 0.123^2 = 3.54 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції диска:

$$V = \frac{0.003 \cdot 3.14 \cdot 0.015^2}{4} = 0.00053 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m = 0.00053 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 0.0041 \text{ кг}$$

$$J_3 = \frac{0.0041 \cdot 0.015^2}{2} = 0.00046 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції маховика:

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \quad (2.18)$$

$$J = (2.13 + 3.54 + 0.00046) \cdot 10^{-3} = 5.67046 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Розрахунок моменту інерції інших деталей

Момент інерції гайки:

Висота $h = 5$ мм, діаметр $d = 20$ мм.

$$V = \frac{0.005 \cdot 3.14 \cdot 0.02^2}{4} = 0.00157 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m = 0.00157 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 0.0122 \text{ кг}$$

$$J = \frac{0.0122 \cdot 0.02^2}{2} = 0.00245 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції шайби:

Висота $h = 2$ мм, діаметр $d = 15$ мм.

$$V = \frac{0.002 \cdot 3.14 \cdot 0.015^2}{4} = 0.00035 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m = 0.00035 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 2.73 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$$

$$J = \frac{2.73 \cdot 10^{-3} \cdot 0.015^2}{2} = 0.00031 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції стержня що виступає:

Висота $h = 8$ мм, діаметр $d = 8$ мм.

$$V = \frac{3.14 \cdot 0.008^3}{4} = 4.0192 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

$$m = 4.0192 \cdot 10^{-7} \cdot 7800 = 3.13 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$$

$$J = \frac{3.13 \cdot 10^{-3} \cdot 0.008^2}{2} = 0.0001 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції маси, що обертається визначається за наступною формулою:

$$J = 3 \cdot J_{\text{диска}} + J_{\text{маховика}} + 2 \cdot J_{\text{шайби}} + J_{\text{гайки}} + J_{\text{стр}} \quad (2.19)$$

$$J = (3 \cdot 37.8 + 5.67046 + 2 \cdot 0.00031 + 0.00245 + 0.0001) \cdot 10^{-3} = 119.164 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

2.5 Розрахунок моменту тертя методом часткового вибігу

Для визначення моменту тертя методом часткового вибігу необхідно задатись: J - моментом інерції маси, що обертається. $J = 119.164 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ω_0 - миттєва кутова швидкість маховика на початку відліку. $\omega_0 = 0,21 \text{ рад/с}^{-1}$ ω_t - кутова швидкість через час $t = T_0$. $\omega_0 = 0,19 \text{ рад/с}^{-1}$, $t = 60 \text{ сек}$.

$$M_{\text{тр}} = \frac{(\omega_0 - \omega_t) \cdot J}{T_0} \quad (2.20)$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{(0.21 - 0.19) \cdot 119.164 \cdot 10^{-3}}{60} = 0.039 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.6 Розрахунок моменту тертя методом повного вибігу

В даному методі потрібно задатись вихідними даними: n_t - число обертів маховика від початку вимірів до повної зупинки маховика. T - час вільного обертання маховика від початку до повної зупинки, сек. J - момент інерції маси, що обертається відносно осі обертання, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Промодельовавши дану ситуацію отримаємо наступні вихідні дані:

$$T = 740 \text{ сек.}$$

$$n_t = 14 \text{ об.}$$

$$J = 119,164 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент тертя визначатиметься за наступною формулою:

$$M_{тр} = \frac{4 \cdot \pi \cdot n_t \cdot J}{T^2} \quad (2.21)$$

Підставивши вихідні дані одержимо:

$$M_{тр} = \frac{4 \cdot 3.14 \cdot 14 \cdot 119.164 \cdot 10^{-3}}{740^2} = 0.038 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.7 Розрахунок крутного моменту навантажувального пристрою

Для визначення крутного моменту потрібно задатись силою і плечем до якого вона прикладена, в даному випадку це буде сила помножена на радіус дисків: F - прикладена сила до навантажувального пристрою; $F = 0,75\text{Н}$; l - плече до якого прикладена сила; $l = 0.0087\text{м}$.

$$M_{кр} = F \cdot l \quad (2.22)$$

$$M_{кр} = 0.75 \cdot 0.0085 = 0.0063 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{крпн} = 0.0063 / 5 = 0,0012 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{крдв} = 0,00588 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.8 Розрахунок потужності двигуна і навантажувального пристрою

Розрахунок потужності навантажувального пристрою:

Для проведення розрахунку потрібно мати крутний момент, мінімальну кількість обертів на хвилину, коефіцієнт корисної дії установки: n - число обертів навантажувального пристрою, об/хв; T - крутний момент навантажувального пристрою, Н·м; η - коефіцієнт корисної дії установки він буде складись в основному з ККД підшипника.

Промодельювавши дану ситуацію отримаємо наступні вихідні дані:

$$T = 0,0012 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$n = 20 \text{ об/хв.}$$

$$\eta = 0,98.$$

Потужність визначатиметься за наступною формулою:

$$N = \frac{\frac{n \cdot \pi \cdot T}{30}}{\eta} \quad (2.23)$$

Підставивши вихідні дані одержимо:

$$N = \frac{\frac{20 \cdot 3,14 \cdot 0,0012}{30}}{0,98} = 0,0026 \text{ Вт}$$

Розрахунок потужності двигуна:

Оскільки двигун є кроковим, то для визначення потужності двигуна потрібні такі характеристики двигуна як: T - крутний момент на валу двигуна, 0,00588 Н·м; $\alpha_{ном}$ - номінальний крок двигуна, 22,5 град.; b - номінальна прийомистість двигуна, 125 крок/сек.; η - коефіцієнт корисної дії двигуна 0,8.

Підставивши вихідні дані у формули, то одержимо:

$$n = \frac{b \cdot \alpha_{НОМ} \cdot 60}{360} = \frac{125 \cdot 22.5 \cdot 60}{360} = 468 \text{ об / хв.}$$

$$N = \frac{n \cdot \pi \cdot T}{0.8} = \frac{468 \cdot 3.14 \cdot 0.00588}{0.8} = 0.36 \text{ Вт}$$

2.9 Вибір давача кутового переміщення

В даній роботі будуть використані давачі кута (енкодери) Autronics E30S4.



Рисунок 2.4 Загальний вигляд давача

Таблиця 2.1 Технічні характеристики

Модель	E30S4
Роздільна здатність (імп/об)	3000
Вихідна напруга, В	2
Струм навантаження, мА	30
Споживаний струм, мА	60
Пусковий момент, Нм	0,0002
Момент інерції, ксм ²	20
Осьове навантаження, кгс	1
Радіальне навантаження, кгс	2
Максимально допустима частота обертання, об/хв	
Ступінь захисту	IP50
Ударостійкість	50G
Робоча температура, С°	-10...+50
Вага(без кабеля), г	80

Проведемо уточнення, точності вимірювання пристрою з давачами даного типу.

Роздільна здатність пристрою $K=3000$ імп/об.

Геометричні параметри давача

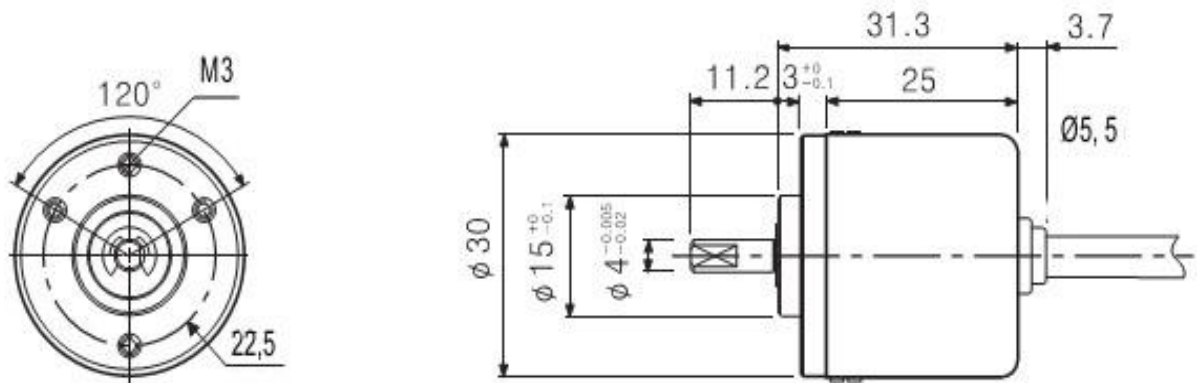


Рисунок 2.5 Габаритні розміри давача

Отже один імпульс рівний куту повороту:

$$\Delta\alpha = \frac{360^\circ}{K} \quad (2.24)$$

$$\Delta\alpha = \frac{360^\circ}{3000} = 0.12^\circ$$

$$\delta_{\text{д.}} = \frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot 100\% \quad (2.25)$$

$$\delta_{\text{д.}} = \frac{0,12}{360} \cdot 100\% = 0,03 \%$$

2.10 Розрахунок черв'ячної передачі та крутних моментів

Оскільки в даному пристрої черв'ячна передача не є сильно навантаженою і використовується лише для обертання вимірювального стакану проводимо лише розрахунок геометричних параметрів за орієнтовними значеннями.

Вибираємо для черв'яка Сталь 40Х. Термообробка - гартування та відпуск. Для черв'ячного колеса вибираємо безолов'яну бронзу БрА9ЖЗЛ.

Приймаємо кількість заходів черв'яка $z_1 = 1$, кількість зубів черв'ячного колеса $z_2 = 38$.

Передаточне відношення $u = 38$.

Модуль зачеплення приймаємо $m = 2$, при якому коефіцієнт діаметру черв'яка рівний $q = 8$ [4.ст 351].

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = mq = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \cdot 38 = 76 \text{ мм}$$

Діаметри вершин витків та зубців черв'ячного колеса:

$$d_{a1} = mq + 2m = 16 + 2 \cdot 2 = 20 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = mz_2 + 2m = 76 + 2 \cdot 2 = 80 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань передачі:

$$a_\omega = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(16 + 76) = 46 \text{ мм}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \cdot 20 = 15 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_2 = 15 \text{ мм}$.

Довжина нарізваної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m = (11 + 0.06 \cdot 38)2 = 27 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_1 = 35 \text{ мм}$.

Розділений кут підйому лінії витка черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{8} = 0.125 \quad \gamma = 7.125^\circ$$

ККД передачі визначаємо за формулою:

$$\eta = \frac{(0,95 \dots 0,96) \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (2.26)$$

де $\varphi = 1,5^\circ$ - зведений кут тертя

$$\eta = \frac{(0,95 \dots 0,96) \operatorname{tg} 7,125^\circ}{\operatorname{tg}(7,125^\circ + 1,5^\circ)} = \frac{(0,95 \dots 0,96) \cdot 0,1249}{0,1516} = 0,78 \dots 0,79$$

Вихідний крутний момент на черв'ячному колесі становить:

$$M_{\square} = 1.172 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на валу двигуна: Н•м.

2.11 Вибір двигуна

Для створення навантаження використовуємо біполярний гібридний кроковий двигун FL28STH45-0674A [5].

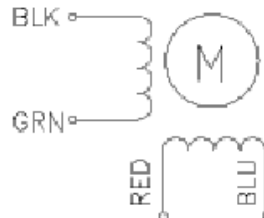


Рисунок 2.6 - Розмітка виводів двигуна по кольорам

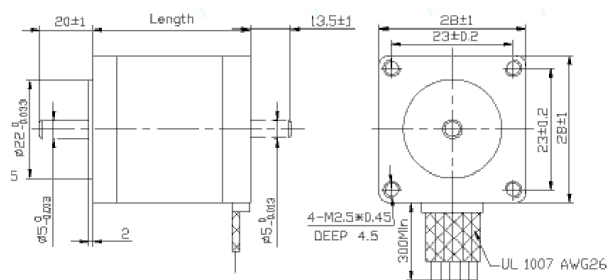


Рисунок 2.7 - Габаритні та приєднувальні розміри

Таблиця 2.2 - Технічні характеристики FL28ST45-0674A

Струм фази, А	0,67
Опір фази, Ом	6,8
Індуктивність фази, мГн	4,9
Крутний момент, Нм	0,095
Довжина, мм	44,5
Момент інерції ротора г/см ²	12
Вага, г	140

2.12 Розрахунок пружини стиску

Таблиця 2.3 - Результат програми підбору пружини та перевірки

Розрахункові дані по пружині стиску N209 ГОСТ 13766 - 86		
Параметр	Позначення	Величина
Зовнішній діаметр:	D1 (мм)	7.500
Внутрішній діаметр:	D2 (мм)	5.900
Діаметр проволочи:	d (мм)	0.800
Робочий хід:	h (мм)	6.002
Зусилля попередньої деформації:	F1 (Н)	5.000
Робоче зусилля:	F2 (Н)	15.000
Зусилля максимальної деформації:	F3 (Н)	19.000
Крок:	t (мм)	2.225
Число робочих витків:	n	8.000
Повне число витків:	n1	9.000
Критична швидкість стиску пружини:	Vk(м/с)	4.544
Довжина пружини у вільному стані:	L0 (мм)	18.603
Довжина пружини при попередній деформації:	L1 (мм)	15.602
Довжина пружини про робочій деформації:	L2 (мм)	9.601
Довжина пружини при максимальній деформації:	L3 (мм)	7.200
Максимальне дотичне напруження пружини:	TAU3 (МПа)	832.857
Жорсткість одного витка:	C1 (Н/мм)	13.330
Найбільший прогин одного витка:	s1 (мм)	1.425
Жорсткість пружини:	C (Н/мм)	1.666
Маса пружини:	M (кг)	0.00083

Розрахунок здійснюється для підбору пружини стиску і визначення необхідної сили для зворотного руху.

Розрахунок необхідних параметрів пружини здійснюємо на обчислювальній машині. Результат обчислень зведений у таблиці 2.3.

2.13 Розрахунок похибки вимірювання

На розрахунок моменту тертя впливає похибка вимірювання діаметру і зважування дисків, для того щоб визначити її потрібно знайти середньо геометричне цих двох похибок.

Диск буде вимірюватись штангенциркулем з похибкою вимірювання 0.1 мм., зважуватись на вазі з похибкою в 1 грам і похибка кроку двигуна складає 10%

При цьому похибка вимірювання діаметру диска у відсотковому відношенні буде складати:

$$\Delta d = \frac{100\%}{176} \cdot 0.1 = 0.057\%$$

Похибка ваги буде:

$$\Delta m = \frac{100\%}{2500} = 0.04\%$$

Загальна похибка визначатиметься за формулою:

$$\Delta = \sqrt{\Delta m^2 + \Delta d^2 + \Delta \alpha^2} \quad (2.27)$$

Підставивши отримані дані, одержимо:

$$\Delta = \sqrt{0.04^2 + 0.057^2 + 0.1^2} = 0.12\%$$

2.14 Уточнення похибки пристрою

Виходячи з відносної похибки давача кутового переміщення можна дійти висновку, що вона фактично не впливатиме на результати вимірювання і точність пристрою залежить від точності виготовлення пружини і становить:

$$\delta_{\text{прист.}} = \delta_{\text{пр.}} = 5\%$$

Визначаємо абсолютну похибку вимірювання:

$$\Delta = \frac{\sigma \delta_{\text{прист.}}}{100\%} \quad (2.28)$$

$$\Delta = \frac{27,8 \cdot 5}{100} = 1,39 \text{ МПа}$$

Отже даний пристрій вимірює напруження в діапазоні

$$\sigma = 0 \dots 27,8 \pm 1,39 \text{ МПа}$$

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1 Принцип побудови і характеристики системи

Інформаційно-вимірювальна система візуального математичного моделювання програми SIMULINK, що входить до середовища MATLAB (MATLAB 5.3, MATLAB 6.0).

Ця програма призначена для математичного моделювання процесів оптимізації траєкторії переміщення тримача з диском при керуванні моментами лінійних та нелінійних динамічних процесів та систем.

Об'єкт моделювання описується у вигляді структури, що визначають входи і виходи моделі, де входи задаються набором конкретних функцій, а виходи невідомі і розраховуються в процесі математичного моделювання.

Дана система дозволяє виконувати математичне моделювання технічних систем і процесів різними методами дослідження моменту тертя в підшипниках кочення.

3.2 Розрахунок керуючих моментів

Розрахунок керуючих моментів за заданими траєкторіями для оптимізації переміщення диска на вимірювальну позицію.

Моделювання закону переміщення тримача з диском по трьох координатах, який забезпечує плавний хід (нульові швидкості в початковій і кінцевій позиціях), (формули див. в програмі п. 3.3)

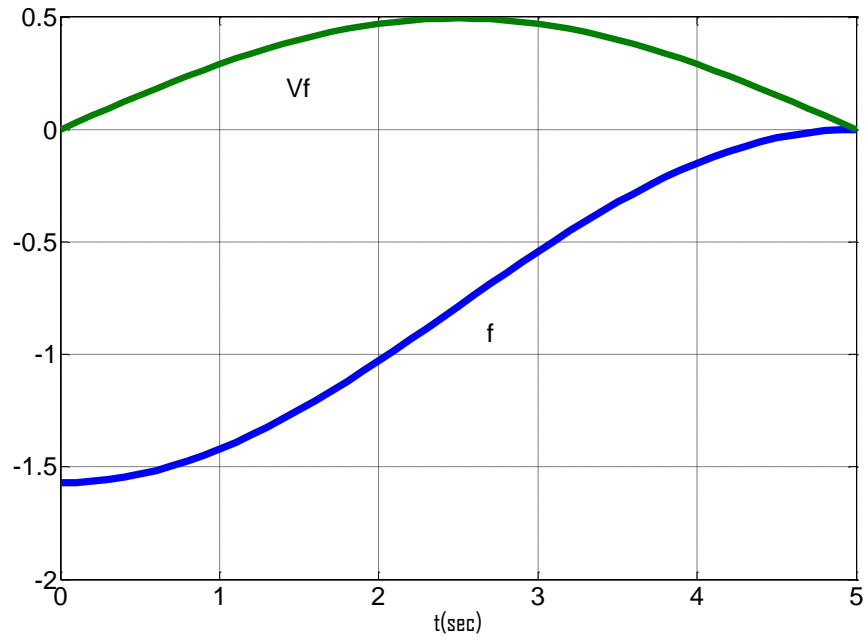


Рисунок 3.1 Кутове переміщення і швидкість переміщення тримача з диском

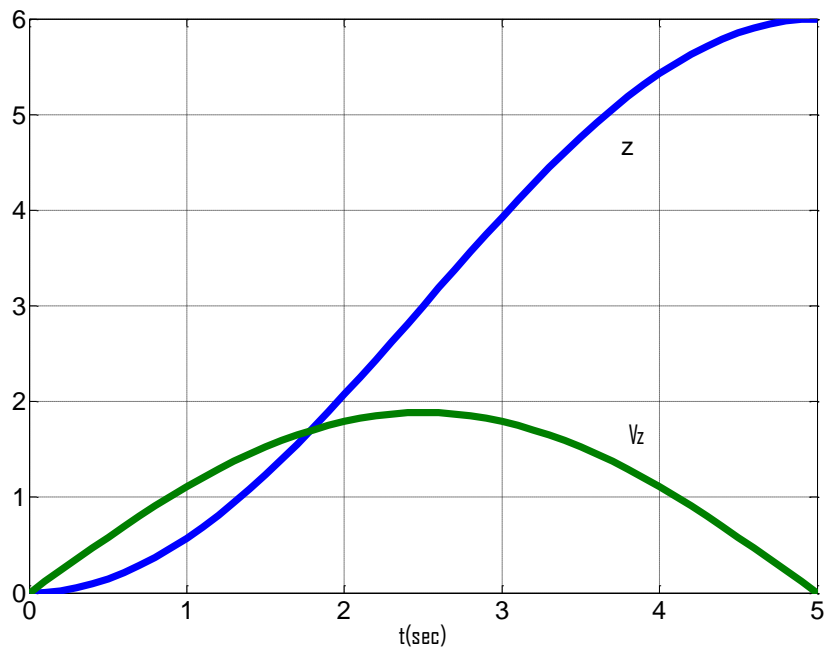


Рисунок 3.2 Переміщення по координаті Z і швидкість переміщення тримача з диском

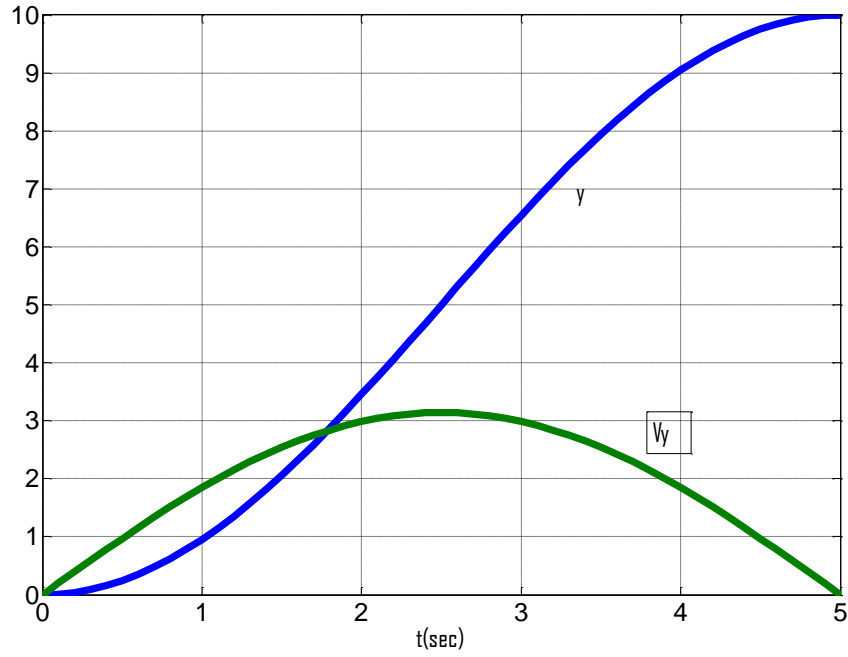


Рисунок 3.3 Переміщення по координаті Y і швидкість переміщення тримача з
ДИСКОМ

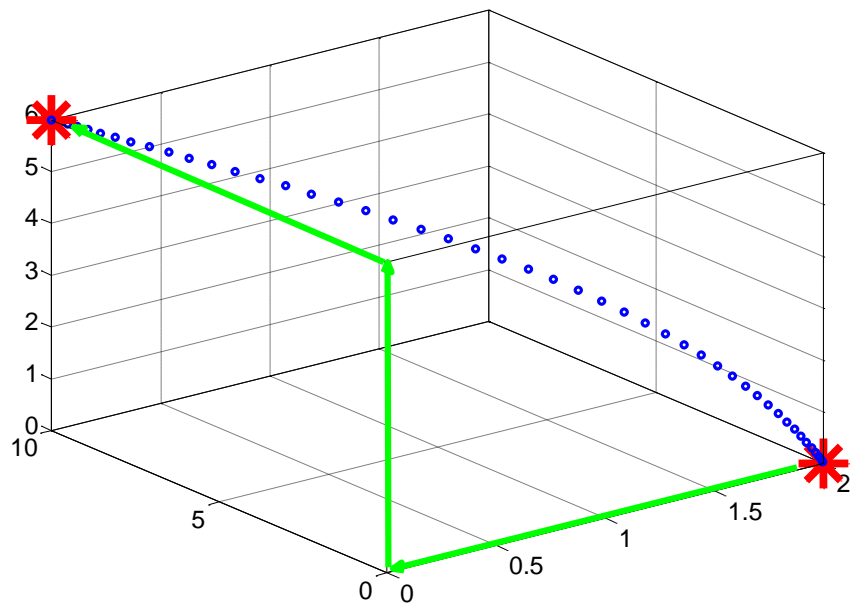


Рисунок 3.4 Оптимізована траєкторія переміщення тримача з диском при
керуванні моментами (зеленим - траєкторія при почерговому переміщенні за
кожною із координат)

На основі рівнянь Лагранжа другого роду:

$$\frac{\partial W}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{dW}{dq} = M \quad (3.1)$$

де W - кінетична енергія системи,

q - біжуча координата,

M - узагальнені сили, що спричиняють рух в даному напрямку.

В нашому випадку координати: f - кутове переміщення, z - вертикальне переміщення, y - переміщення по горизонталі.

Кінетична енергія системи:

$$W = J \frac{f^2}{2} + m \frac{v_z^2}{2} + m \frac{v_y^2}{2} \quad (3.2)$$

де J - момент інерції вузла (тримача з диском) відносно осі обертання;

v_z - лінійна швидкість переміщення внапрямок осі z ;

v_y - лінійна швидкість переміщення внапрямок осі y .

Згідно з (3.1)

Обертний момент:

$$M = J\dot{f}. \quad (3.3)$$

Моменти для забезпечення поступального руху:

$$P_z = m\dot{v}_z \quad (3.4)$$

$$P_y = m\dot{v}_y \quad (3.5)$$

де m - маса тримача з диском

3.3 Лістинг програми

```

clear all
J=10;
%час виконання операції
T=5;
%координати кінцевої позиції z0=6,d=10, f0=-pi/2;
z0=6;
r=2;
d=10;
f0=-pi/2;
%моделювання траєкторії переміщення тримача з диском
t=[0:.1:T];
%кут повороту
f=f0*(cos(pi*t/T)+1)/2;
vf=-(f0*pi/T/2)*sin(pi*t/T);
% координати z,y і відповідні швидкості переміщення
z=-z0*(cos(pi*t/T)-1)/2;
vz=(z0*pi/T/2)*sin(pi*t/T);
y=d*(1-cos(pi*t/T)+r*cos(f0))/2;
vy=(d*pi/T/2)*sin(pi*t/T);
% візуалізація процесу переміщення диска в робочу
позицію
plot(t,f,t,vf),grid
figure
plot(t,z,t,vz),grid
figure
plot(t,y,t,vy),grid
figure
%x=y.*tan(abs(f));

```

```
x=r*sin(abs(f));  
plot3(x,y,z,'o'),grid  
hold on  
n=length(t)  
plot3(x(1),y(1),z(1),'*',x(n),y(n),z(n),'*')  
box  
%axis([0,7,0,11,0,7])
```


4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4.1 Опис функціональної схеми

На сьогоднішній день широкого застосування у різноманітних системах керування та регулювання отримали мікроконтролери сімейства MSC51. Тому ми у своїй системі керування використали мікроконтролер даного сімейства, а саме AT89C5131 фірми Atmel.

Даний мікроконтролер AT89C5131 - високоякісна флеш-версія однокристалного 8-розрядного мікроконтролера 80C51 з функціями швидкісного USB порта. AT89C5131 характеризується швидкісним USB модулем, який відповідає вимогам USB версій 1.1 та 2.0. Цей модуль інтегрує USB прийомо-передатчики з стабілізатором напруги 3.3В і послідовним інтерфейсом (SIE) з цифровою ФАПЧ і відновленням синхронізації 48 МГц. Логіка визначення подій USB порта і буфери FIFO підтримують примусове управління кінцевими точками (EP0) є до 6 універсальних кінцевих точок (EP1/EP2/EP3/EP4/EP5/EP6) з мінімальним навантаженням на програмну частину, як частину USB модуля.

AT89C5131 доповнює функціональні особливості Atmel 80C52 збільшеною місткістю флеш-пам'яті до 32 кБ, 256 байтами внутрішнього ОЗП, системою преривань з 4 рівнями пріоритетів, двома 16-розрядними таймерами-лічильниками (T0/T1), вмонтованим генератором.

Крім того, AT89C5131 має розширену ОЗП ємністю 1024 байт (XRAM), подвійним вказівником даних, 16-розрядний реверсивний таймер (T2), програмований лічильний масив (PCA), до 4 світлодіодних драйвера з програмованим джерелом струму, програмований апаратний сторожовий таймер і скидання при подачі живлення.

AT89C5131 має програмно налаштовані режими, які зменшують його активність, для подальшого енерго збереження. В режимі холостого ходу ЦПП заморожений, хоча таймери, послідовні порти і система преривань продовжує

функціонувати. В економічному режимі інформація зберігається в ОЗП, периферійна синхронізація зупинена, але мікроконтролер може прокинутися після спрацювання USB порта чи зовнішньому перериванні.

Особливості AT89C5131:

1 Ядро 80C52X2 (6 тактів на інструкцію): максимальна частота ядра 40 МГц в режимі X1; подвійний вказівник даних; три 16-розрядних таймера-лічильника: T0, T1 і T2; 256 байт сверхоперативной пам'яті.

2 32-кБ встроєної флеш-пам'яті.

3 Встроєне розширене ОЗП (XRAM): 1024 байт.

4 Модуль USB с перериванням на закінчення передачі.

5 Кінцеві точки 1, 2, 3: 32-байтний буфер FIFO.

6 Кінцеві точки 4, 5: розмір буфера FIFO 2 x 64-байта з подвійною буферизацією (режим Ping-pong).

7 Кінцева точка 6: 2 x 512-байтний буфер FIFO з подвійною буферизацією (режим Ping-pong).

8 Преривання при затримці/відновленні.

9 Зкидання при подачі живлення і зкидання USB шини.

10 Разъединение USB шины по запросу микроконтроллера.

11 5 каналний програмований лічильний масив (PCA) з 16-розрядним лічильником, швидкодіючим виходом, порівнянням/захопленням фронтів.

12 Програмований сторожовий таймер.

13 Інтерфейс з підключенням клавіатури з генерацією переривань на порті P1 (8 розрядів).

14 SPI інтерфейс (режим головний/підпорядкований).

15 34 лінії входу-виходу.

16 4 виводи для підключення світлодіода з програмованим джерелом струму: 2-6-10 мА, як правило.

17 4-рівнева система преривань з пріоритетами (11 джерел).

18 Режим холостого ходу та економічний.

19 Встроений генератор 0...32 МГц з аналоговою схемою ФАПЧ для синтеза 48 МГц.

20 Стабілізатор напруги і вихід опорного джерела : 3.3В/4 мА.

21 Низький діапазон напруги джерела 3.0В...3.6В.

22 Максимальний робочий струм 30 мА (при 40 МГц).

23 В економічному режимі споживання 100 мкА.

24 Діапазон напруги живлення USB 3.6В...5.5В.

25 Максимальний робочий струм 30 мА (при 40 МГц).

26 Струм споживання в економічному режимі 200 мкА.

27 Промислові та побутові діапазони температур.

28 Корпуса: PLCC52, VQFP64, MFL48, SO28.

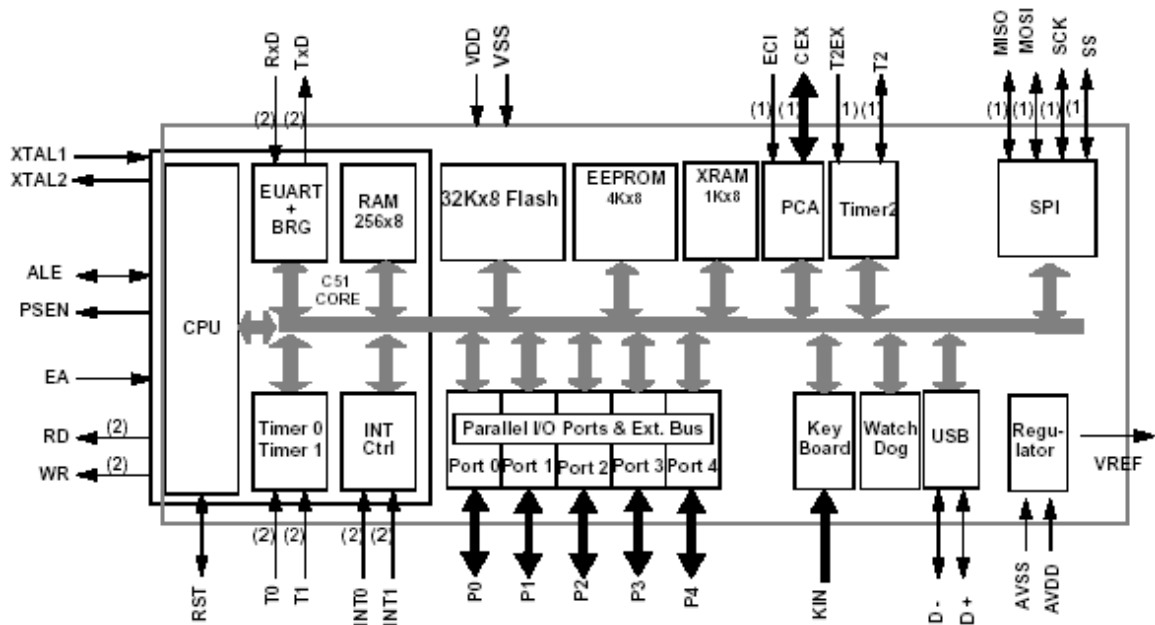


Рисунок 4.1 Блок - схема AT89C5131

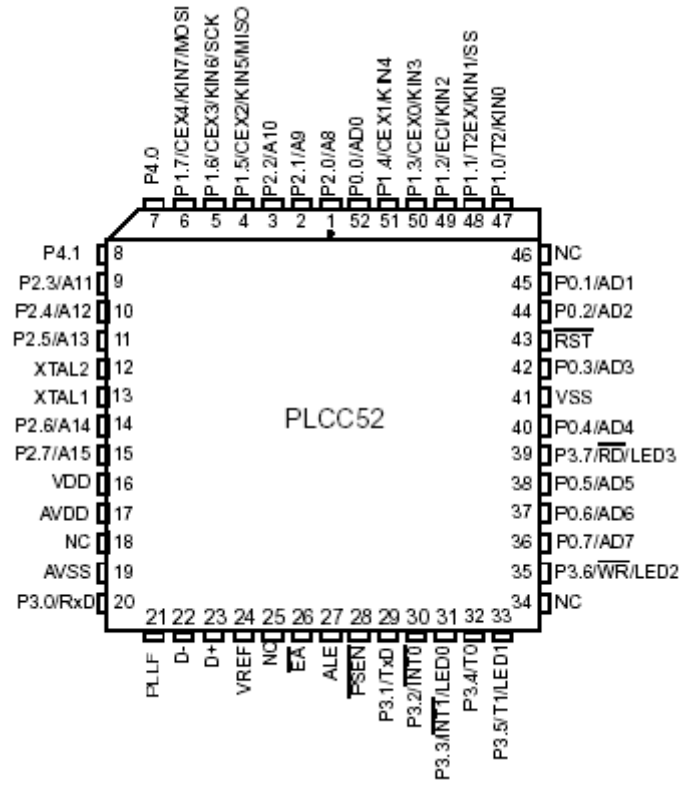


Рисунок 4.2 Призначення виводів AT89C5131

4.2 Вибір та розрахунок елементів керування виконавчим пристроєм

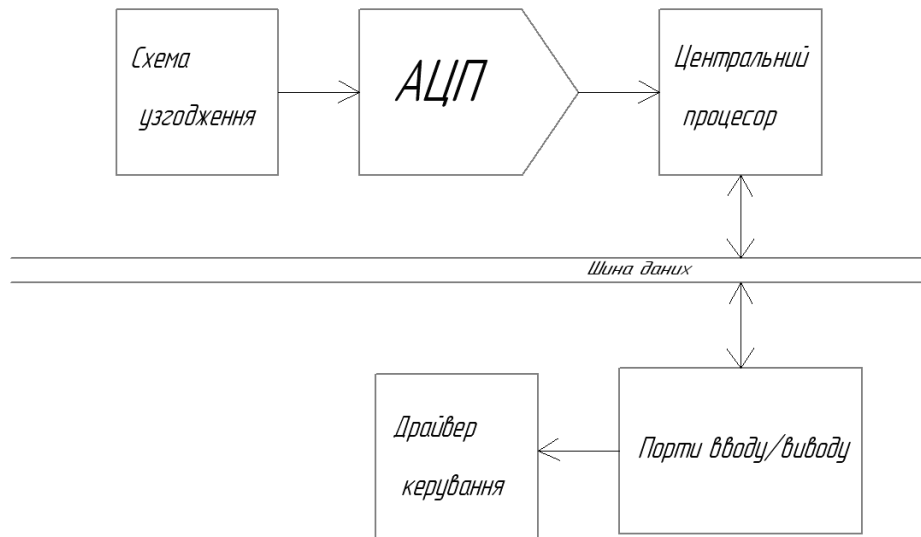


Рисунок 4.3 - Структура модульного процесора

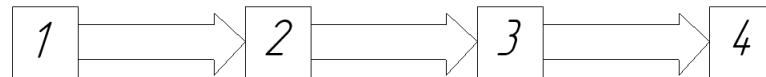


Рисунок 4.4 - Структурна схема керування виконавчим пристроєм без зворотного зв'язку; 1 - центральний процесор, 2 - порт виводу контролера, 3 - драйвер керування, 4 - виконавчий пристрій

Керуючі сигнали, що виробляє центральний процесор і подаються через порт мікроконтролера на драйвер керування, який в свою чергу виробляє команди для керування виконавчим пристроєм.

Схема керування біполярним кроковим двигуном

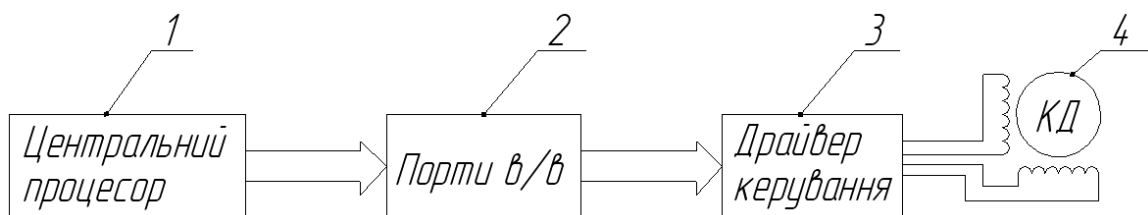


Рисунок 4.5 - Функціональна схема керування біполярним кроковим двигуном

До мікроконтролера ми будемо підключати всі інші керуючі прилади.

В спроектованому нами пристрої використовуємо кроковий двигун ШДА-2фКА. Сучасні крокові двигуни в основному є синхронними двигунами, і на роторі немає пускової обмотки, тому старт є частотним, а не асинхронним.

Перевагами крокових двигунів є точність позиціонування та повторюваність, висока точність значення кроку, швидка можливість пуску та висока експлуатаційна надійність.

Термін служби двигуна насправді залежить від терміну служби підшипника; чітка залежність положення ротора від вхідного імпульсу забезпечує позиціонування без зворотного зв'язку.

Зі збільшенням частоти посилення струму буде затримуватися через індуктивність обмотки. При певній граничній частоті крутний момент двигуна дорівнює нулю.

Характер руху ротора крокового двигуна визначається частотою та зміною характеру імпульсу управління. Відповідно до цього крокові двигуни мають різні режими роботи: статичний, квазістатичний, усталений та перехідний.

Перехідний - основний режим роботи крокових двигунів. Він забезпечує запуск, реверсування, гальмування та перемикання з однієї частоти управління на іншу.

Фізичний процес у перехідному режимі роботи залежить не тільки від параметрів двигуна та його навантаження, але і від початкових умов, при яких починається перехідний процес.

Головною вимогою до крокового двигуна в перехідному режимі є відсутність втрат кроку, тобто синхронізація збереження будь-яких змін керуючих імпульсів.

Кроковий двигун запускається з нерухомого положення ротора, він займає ротор зі стабільним значенням струму обмотки, збільшуючи частоту керуючого імпульсу з нуля до робочої частоти.

У цьому випадку ротор спочатку відстає від поля, а потім, прискорюючись, досягає частоти обертання поля, випереджає його і через негативний синхронний крутний момент знову сповільнює свій рух.

Через демпфування коливання швидкості загасається, і виникає хороший робочий режим.

Максимальна пускова частота керуючого імпульсу називається частотою сприйняття. Частота зондування збільшується із збільшенням максимального синхронного крутного моменту, зменшенням розміру кроку та зменшенням постійної часу обмотки, навантаження та моменту інерції.

Для сучасних крокових двигунів сприймана частота становить (100-1000) Гц. Кроковий двигун сповільнюється, контролюючи частоту імпульсу, що різко падає з робочого значення до нуля.

Гранична частота, на якій ротор зупиняється без втрати кроку, зазвичай перевищує сприйману частоту, що пояснюється внутрішнім демпферно-електромагнітним гальмівним моментом, крутним моментом опору навантаження та тертям опори.

Кроковий двигун реверсує, змінюючи послідовність перемикання струмів в обмотках, що призводить до зміни магнітного поля в протилежному напрямку обертання.

Гранична частота керуючого імпульсу, який виконується у зворотному напрямку без втрат, завжди менша за сприйману частоту, яка становить (20-50)% від сприйманої частоти.

Таблиця 4.1 - Технічні характеристики

Марка двигуна	Тип двигуна	Момент на валу, Нм	Номінальна фазна напруга, В
ШДА-2фКА	Уніпол.	0,006	27,0

Керування двигунами здійснюється за допомогою драйверів для крокових двигунів серії ДШР.

Драйвер призначений для управління уніполярними кроковими двигунами серії ШДА-2фКА, ДШР56 і аналогічними.

Основні характеристики:

1 максимальний струм обмотки 2,5А

2 максимальна напруга до 35В

3 частота керуючих імпульсів до 50 кГц

4 керування TTL рівнями (+5)

5 можлива гальванічна розвязка для керуючих імпульсів

6 живлення для логіки від +7 до +9В (вмонтований внутрішній стабілізатор)

7 живлення двигуна в залежності від підключення

Базовий драйвер керується сигналами:

1 крок при подачі імпульсу по передньому фронту двигун відпрацьовує один крок.

2 напрямок кроків при високому рівні напруги праве, при низькому рівні ліве.

Драйвера підключаються безпосередньо до мікроконтролера.

В спроектованому нами пристрої також використовують датчики кута та переміщення типу MOL 200,5000А та CFL 200 відповідно.

Підключення датчика кута до мікроконтролера здійснюємо через драйвер, а датчик переміщення безпосередньо.

Зв'язок мікроконтролера з ПК здійснюємо через USB 2.0.

Можливості USB слідує з її технічних характеристик:

1 висока швидкість обміну (full-speed signaling bit rate) - 12 Mb/s

2 максимальна довжина кабеля для високої швидкості обміну - 5 m

3 низька швидкість обміну (low-speed signaling bit rate) - 1.5 Mb/s

4 максимальна довжина кабеля для низької швидкості обміну - 3 m

5 максимальна кількість підключених пристроїв (включаючи розмножувачі) - 127

6 можливе підключення пристроїв з різною швидкістю обміну

7 напруга живлення для периферійних пристроїв - 5 V

8 максимальний струм споживання одним пристроєм - 500 mA

Тому оправдано підключати до USB практично будь-яке периферійне устаткування, крім цифрових відеокамер і високошвидкісних жорстких дисків.

Особливо вигідний цей інтерфейс для підключення часто підключаємих/відключаємих приладів.

Сигнал USB передається через 4-провідний кабель.

Тут GND є ланцюгом "корпусу" для живлення периферійних пристроїв, а VBus також є ланцюгом живлення + 5 В.

Шина D + використовується для передачі даних через шину, а шина D - для отримання даних.

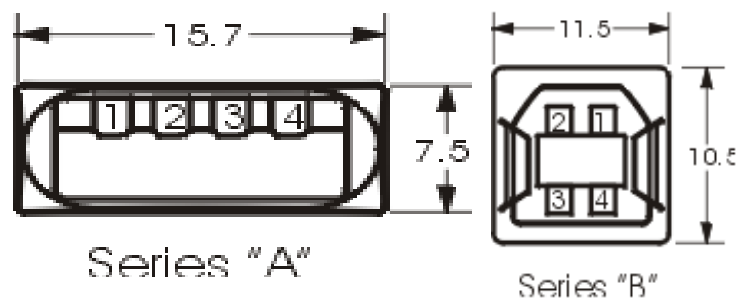


Рисунок 4.6 Виводи USB портів

Таблиця 4.2 Призначення виводів USB

Номер контакта	Назначення	Колір провoda
1	V BUS	червоний
2	D-	білий
3	D+	зелений
4	GND	чорний

4.3 Підбір оптопар

Для даного пристрою підбираємо щілинну оптопару ITR8010

Таблиця 4.3 - технічні характеристики оптопар

	PARAMETER	SYMBOL	MIN.	TYP.	MAX.	UNIT	CONDITION
Input	Forward Voltage	V_f	-	1.2	1.6	V	$I_f = 20 \text{ mA}$
	Reverse Current	I_r	-	-	10	μA	$V_r = 5\text{V}$
	Peak Wavelength	λ_p	-	940	-	nm	-
Output	Dark Current	I_{ceo}	-	-	100	nA	$V_{ce} = 10\text{V}$
	C-E Saturation Voltage	$V_{ce}(\text{sat})$	-	-	0.4	V	$I_c = 0.5 \text{ mA}$ $I_f = 20\text{mA}$
Light Current		I_L	0.5	4	10	mA	$V_{ce} = 5\text{V}$ $I_f = 20\text{mA}$
Leakage Current		I_{ceod}	-	-	20	μA	
Speed	Rise Time	T_r	-	20	-	μSEC	$V_{cc} = 5\text{V}$ $I_c = 1\text{mA}$ $R_L = 1000\Omega$
	Fall Time	T_f	-	20	-	μSEC	

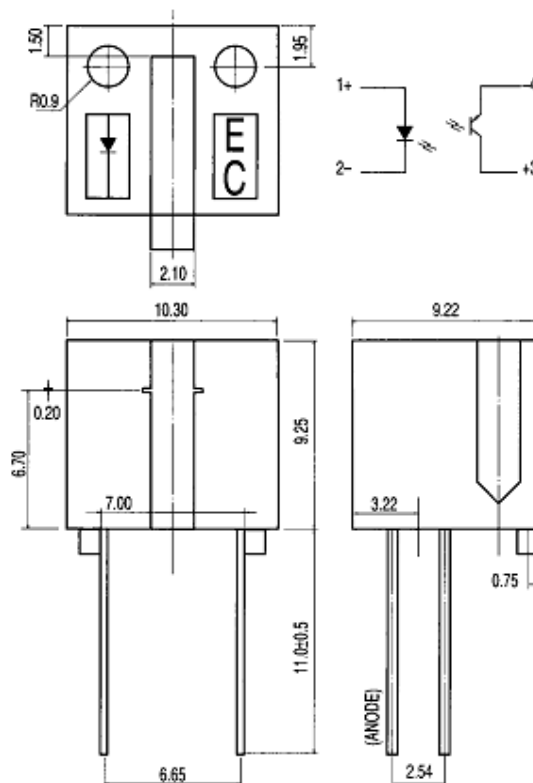


Рисунок 4.7 - Габаритні розміри оптопар

4.4 Схема підключення світлодіода та фототранзистора оптопарі

Оптопару підключатимемо за наступною схемою:

Схема працює наступним чином: при подачі на ніжку мікроконтролера сигналу логічного «0» - світлодіод вмикається, при подачі сигналу логічної «1» - вимикається.

Для роботи світлодіода необхідно забезпечити номінальні електричні характеристики схеми.

Максимальний робочий струм світлодіода становить : $I = 20 \text{ мА}$.

Номінальна робоча напруга становить: $U = 1,6 \text{ В}$.

Вхідна напруга схеми становить $U_{\text{вх.}} = 5 \text{ В}$.

Отже необхідний спад напруги на резисторі R_1 має становити:

$$U_{R_1} = U_{\text{вх.}} - U \quad (4.1)$$

$$U_{R_1} = 5 - 1.6 = 3.4 \text{ В}$$

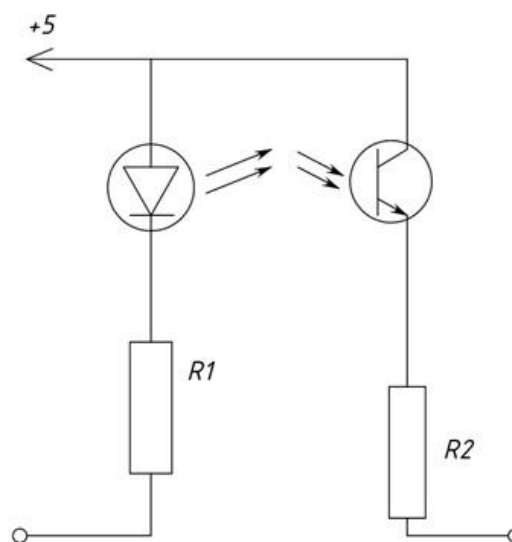


Рисунок 4.8 - Схема підключення оптопарі

Оскільки струм, що протікає крізь резистор рівний струму, що протікає крізь діод:

$$I_{R1} = I = 20 \text{ мА}$$

Визначаємо опір резистора:

$$R1 = \frac{U_{R1}}{I_{R1}} \quad (4.2)$$

$$R1 = \frac{3.4}{0,02} = 170 \text{ Ом}$$

Потужність, що виділяється на резисторі становить:

$$P = U_{R1} I_{R1} \quad (4.3)$$

$$P = 3.4 \cdot 0.02 = 0.07 \text{ Вт}$$

Вибираємо резистор відповідної потужності згідно стандартного ряду резисторів E24 $R1 = 180 \text{ Ом}$.

Проведемо розрахунок резистора на вході мікроконтролера.

Для захисту порту мікроконтролера розраховуємо резистор, щоб струм у колі не перевищував $I = 20 \text{ мА}$ при напрузі в колі $U = 5 \text{ В}$.

Розраховуємо резистор згідно формули:

$$R_2 = \frac{U}{I} \quad (4.4)$$

$$R_2 = \frac{5}{0.02} = 250 \text{ Ом.}$$

Приймаємо найближче номінальне значення згідно стандартного ряду E24 $R_2 = 270 \text{ Ом}$.

4.5 Вибір та розрахунок електромагніта

Схема керування електромеханічним виконавчим пристроєм (ЕВП) приведена на рисунок 4.9 складається з резистора R1, який призначений для зменшення викидів на затворі польового транзистора VT1 при перемиканні.

Відповідно до схематичного рішення, при подачі сигналу високого рівня на вхід 1, польовий транзистор VT1 переходить у відкритий стан, це забезпечує протікання струму в колі підключення ЕВП.

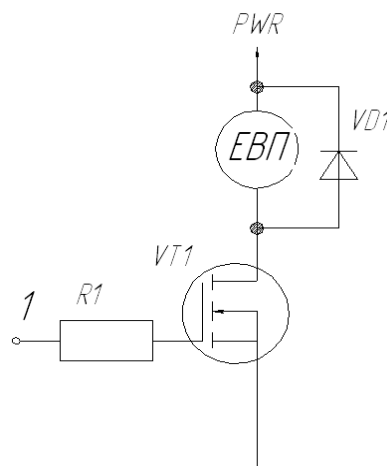


Рисунок 4.9 - Принципова схема побудови транзисторного ключа для керування електромеханічним виконавчим пристроєм

Діод VD1 призначений для рекуперації (відновлення) самоіндукційної ЕРС в момент розривання кола керування, яке відбувається при подачі низькорівневого сигналу на вхід 1.

Технічні характеристики електромагніта OM-1037B-12:

- 1 Тип електромагніту: втягуючий;
- 2 Напруга живлення: 12В DC;

3 Потужність: 4Вт;

4 Сила $25 \div 600\text{Н}$;

5 Хід приводу 16мм;

Для даної схеми вибираємо польовий транзистор VT1:
IRLML6246TRPbF

1 напруга керування 12В;

2 вигідна напруга комутації 20В;

3 допустимий струм у відкритому стані 3.3 А;

4 максимальна частота перемикання 1 МГц та захисний діод VD1:
1N5400;

5 максимальний струм 3 А;

6 максимальна напруга 50 В;

4.6 Вибір конкретної схеми драйвера крокового двигуна

Драйвер управління призначений для керування біполярним кроковим двигуном, напруга джерела живлення становить 27 В, максимальний струм в кожній обмотці - 1 А, а рівень керуючого сигналу - 0-5 В на вході управління, що дозволяє безпосередньо отримати доступ до порту мікроконтролера.

Схема драйвера базується на двох повних мостах на польових (біполярних) транзисторах. Використовуючи повну схему моста для управління струмом в обмотках двигуна, можна швидко змінити його значення та напрямок для досягнення максимальної швидкості з високою ефективністю.

Драйвер схеми управління містить захисні діоди (див. рис. 4.10), які призначені для придушення високої напруги, що виникає під час перехідного перемикання схеми.

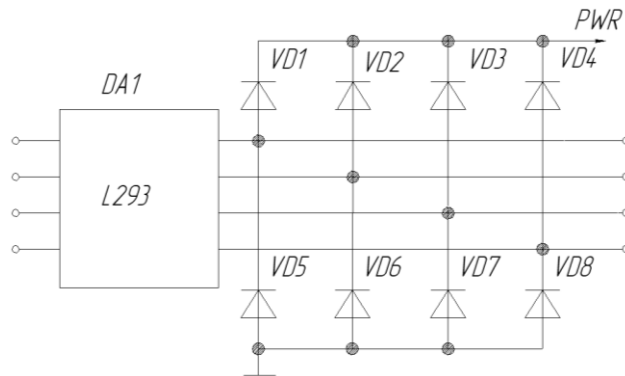


Рисунок 4.10 - Схема підключення захисних діодів до схеми драйвера

4.7 Опис функціональної схеми пристрою

Функціональна схема спроектованого приладу зображена на рис. 4.11.

Контрольоване зубчасте колесо 10 встановлюється з допомогою маніпулятора, що складається з колони 29, механізму повороту 28, вузла вертикального руху 27, вузла горизонтального руху 26, гідроциліндра 25 та захватного пристрою 24 на вал та фіксується цанговим механізмом 9.

Привід обертання валу складається з крокового двигуна 4, з'єднаного черв'ячним редуктором 2 втулочною муфтою 3, що розміщені на основі 1.

Вихідний вал редуктора з'єднається з привідним валом при допомозі пружної муфти і кріпиться для жорсткості в двох опорах з кульковими підшипниками 6, що в свою чергу розміщені в стійці 5.

На валу розташований диск 7, обертання якого контролюється системою світлодіод-фоторезистор. Завдяки цьому автоматично вираховується крок шестерні (віддаль між одноіменними профілями по ділильному колу).

Система вимірювання накопиченої похибки колового кроку складається аналогічно з світлодіода та фоторедуктора. Корпус цієї пари розташований таким чином, щоб пучок світла падав на поверхню зуба по ділильному колу та відбивався на фоторедуктор.

Роботою пристрою керує електронний блок, що складається з підсилювача 19, АЦП 20, блоку обробки інформації і керування 21, системи узгодження 22, джерела живлення 23.

Для контролю зубчатих коліс інших діаметрів та товщини в кронштейні встановлюється вісь, по якій корпус може переміщатися у вертикальному напрямку та повертатися на необхідний для контролю кут.

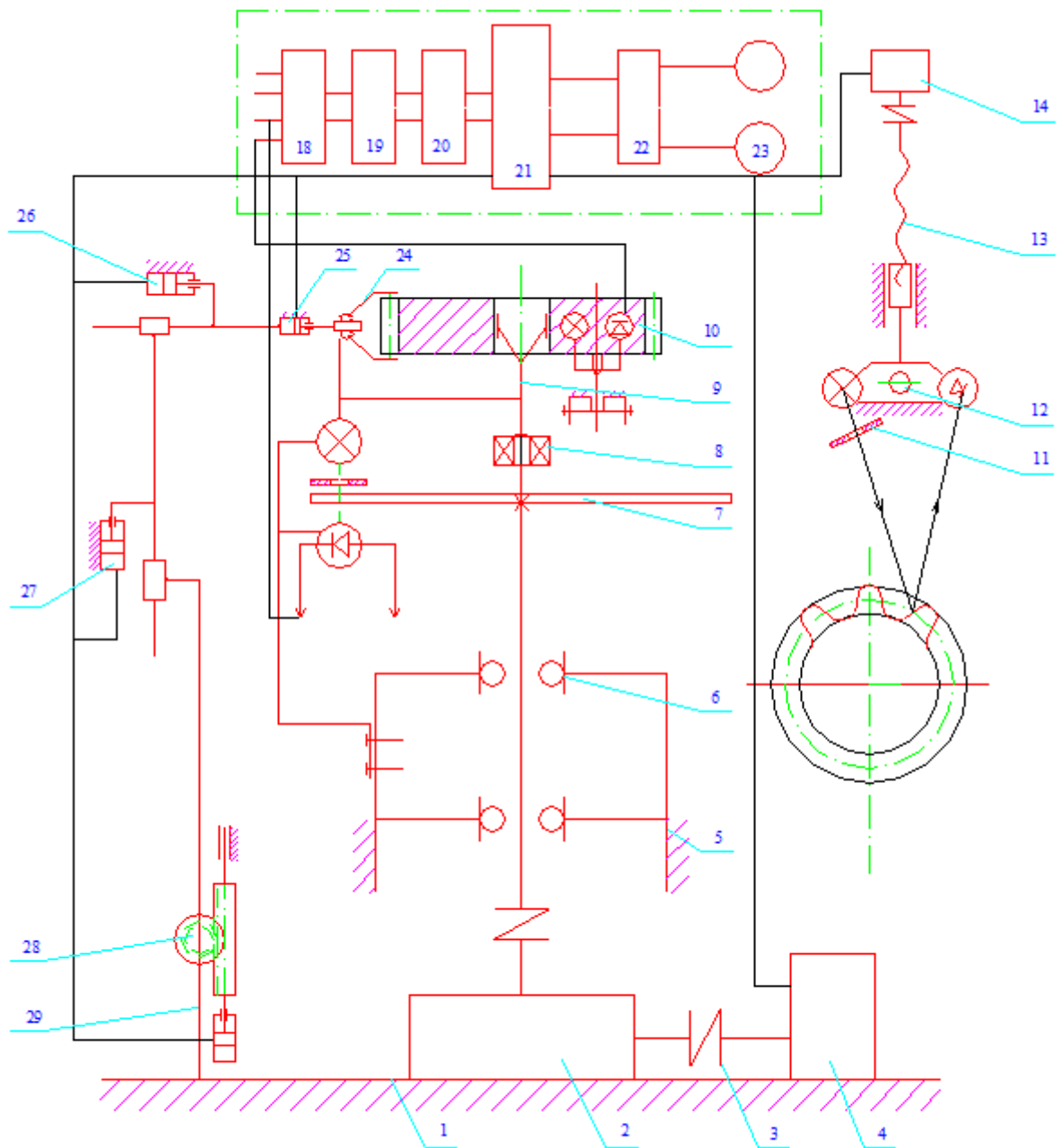


Рисунок 4.11 - Схема функціональна

4.8 Опис роботи електричної схеми

Система вимірювання накопиченої похибки колового кроку евольвентного циліндричного зубчатого колеса з модулем більше 1 мм складається з світлодіода та фоторедуктора. Корпус цієї пари розташований таким чином, щоб пучок світла падав на поверхню зуба по ділительному колу та відбивався на фоторедуктор.

На рисунку 4.12 представлена - структурна схема електронного блоку управління, який в свою чергу складається з таких елементів:

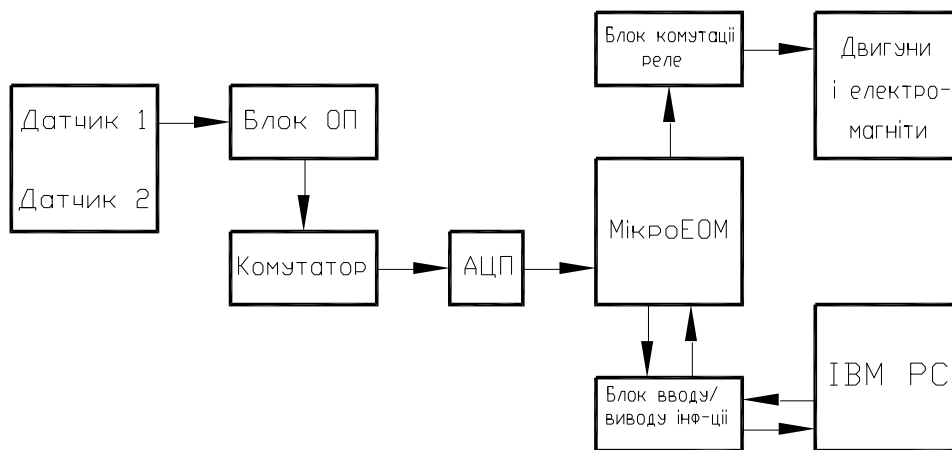


Рисунок 4.12 - Структурна схема електронного блоку

- 1 Первинні перетворювачі (датчики пара світлодіода та фоторедуктора)
- 2 Блок операційних підсилювачів
- 3 АЦП.
- 4 Мікроконтролер.
- 5 Блок комутації електронним реле (складається із транзисторних ключів і електромагнітних реле).
- 6 Двигуни і електромагніти.
- 7 Блок вводу і виводу інформації (базується на двох оптопарах, що забезпечують гальванічну розв'язку між мікроЕОМ і послідовним портом ПК).
- 8 IBM-сумісний персональний комп'ютер.

Роботою пристрою керує розробляючий електронний блок, який виконує наступні функції:

- 1 Запуск та контроль установки;
- 2 Управління гідравлічним приводом і двигуном;
- 3 Контроль вимірювальних датчиків;
- 4 Інтерфейс введення;
- 5 Індикація;
- 6 Зв'язок з персональним комп'ютером «ПК »;
- 7 Безпосередньо встановлення параметрів вимірювання через «ПК»;
- 8 Відстежування процесів вимірювання в реальному часі.

В основі блоку обробки інформації є одно кристальна мікроЕОМ типу К1816ВЕ51 (мікросхема DD1). Мікроконтролери даного типу мають наступні апаратні особливості:

- 1 внутрішній ОЗП об'ємом 128 байт;
- 2 чотири двонаправлених побітно настоюваних восьмирозрядних порти вводу/виводу;
- 3 два 16-розрядних таймери-лічильники;
- 4 вбудований тактовий генератор;
- 5 адресація 64 Кбайт пам'яті програм і 64 Кбайт пам'яті даних;
- 6 дві лінії запиту на переривання від зовнішніх програм;
- 7 інтерфейс для послідовного обміну інформацією з іншими мікроконтролерами чи ПК.

Мікроконтролер виконаний на основі високорівневої n-МОП технології. Через чотири програмованих паралельних порти вводу/виводу і один послідовний порт мікро контролер взаємодіє з зовнішніми пристроями. Основу структурної схеми складає внутрішня двонаправлена 8-бітна шина, яка зв'язує між собою основні вузли і пристрої мікроконтролера: резидентну пам'ять програм (RPM), резидентну пам'ять даних (RDM), арифметико-логічний пристрій (ALU), блок регістрів спеціальних функцій, пристрій управління (CU) і порти вводу/виводу (P0-P3).

Коротко розглянемо використання портів даної мікроЕОМ:

1 P3.6 - порт вводу інформації з датчика;

2 P2.0-P2.2, P0.0-P0.3 - порти, через які мікроЕОМ подає керуючі сигнали на схеми керування електродвигунами і електромагнітами;

3 P2.3-P2.5 - порти, під'єднані до кнопок SB1-SB3, якими відповідно можна запустити «START», зупинити «STOP» або обнулити «RESET» виконання текучої програми;

4 RXD/0, TXD/1 - порти, через які здійснюється обмін інформацією з послідовним портом ПК;

5 P1.0-P1.7 - порти керування роботою АЦП.

На резистивній отопарі з відкритим оптичним каналом R0-VD1, резисторах R1-R4 та транзисторі VT1 зібрано оптичний давач, який слідкує за поверхнею зуба. Струм фотодіода задається резистром R1, робоча точка фоторезистора - резистором R2, утворюючи резистивний подільник. Сигнал з середньої точки подільника подається на базу транзистора VT1, ввімкненого по схемі зі спільним колектором. З емітера транзистора сигнал поступає на вхід попереднього підсилювача, зібраного на операційних підсилювачах DA1-DA3.

Аналогічно працює інший оптоелектричний давач, зібраний на основі діодної оптопари VD2-VD3, резисторах R15-R19 та транзисторі VT9, який відповідає за зчитування інформації з диска. З емітера транзистора сигнал потрапляє на порт P3.6 мікроконтролера DD2.

Попередній підсилювач постійного струму зібрано на операційних підсилювачах DA1-DA3 типу 140 УД9 та резисторах R5-R14.

Сигнал з виходу DA3 поступає на вхід АЦП DA4, звідки подається на порти мікроконтролера P1.0-P1.7.

АЦП DA4 типу 1113ПВй являє собою собою функціонально закінчене 10-розрядне АЦП, спряжене з мікропроцесором.

Забезпечує діапазон $0...9,95\text{В}$ для перетворення в однополярну напругу (контакт 15 підключений до контакту 16), а біполярний діапазон напруги становить $-4,975... + 4,975\text{В}$ паралельний двійковий код.

ІС складається з ЦАП, компаратора напруги, регістра послідовного наближення (РПН), джерела опорної напруги (ДОН), генератора тактових імпульсів (ГТІ), трирежимного буферного регістра та схеми управління. Триступеневий вихідний каскад дозволяє безпосередньо зчитувати результат перетворення в шину даних мікропроцесора.

Відповідно до рівня вхідних і вихідних логічних сигналів, він поєднаний з ланцюгом ТТЛ. В ІС вихідний струм ЦАП порівнюється зі струмом від вхідного опору джерела сигналу для формування логічного сигналу РПН.

Струм розряду ЦАП стабільний і компенсується вбудованим ДОН. Тактова частота РПН забезпечується вбудованим імпульсом ГТІ з частотою $300...400\text{ кГц}$. Встановлення РПН у початковий стан через зовнішній сигнал "гасіння та перетворення" та запускання у режимі перетворення.

В кінці перетворення АЦП генерує сигнал "готовий до передачі даних", і інформація з РПН не буде надходити на цифровий вхід через тристановий каскад.

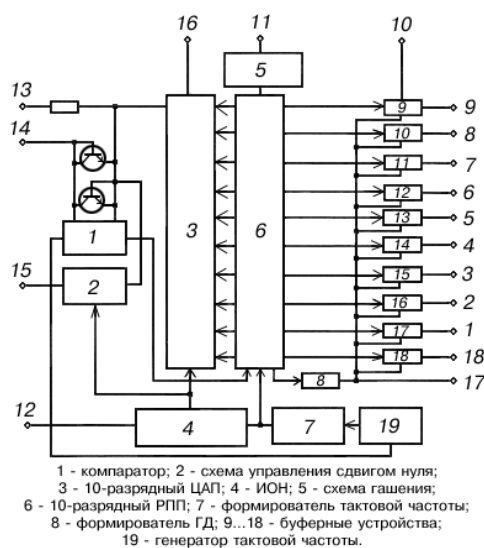


Рисунок 4.13 - Функціональна схема АЦП

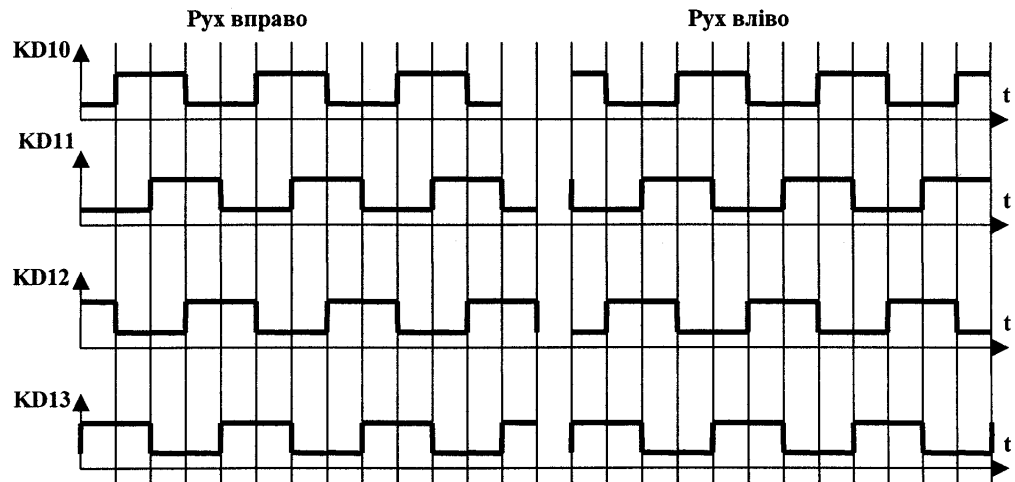


Рисунок 4.14 Циклограма роботи

Керування кроковим двигуном здійснюється мікроконтролером через порти P2.0- P2.2 та регістр DD4 згідно циклограми, приведеної на рисунку 4.14.

Буферні ключі керування обмотками крокового двигуна зібрані на основі інвертора DD1(K1531ЛН1) та транзисторів VT3-VT6.

Аналогічно працюють ключі керування гідроциліндром та електромагнітом на основі DD5(K1531ЛН1) та транзисторів VT9-VT12, лише напруга живлення складає 15В.

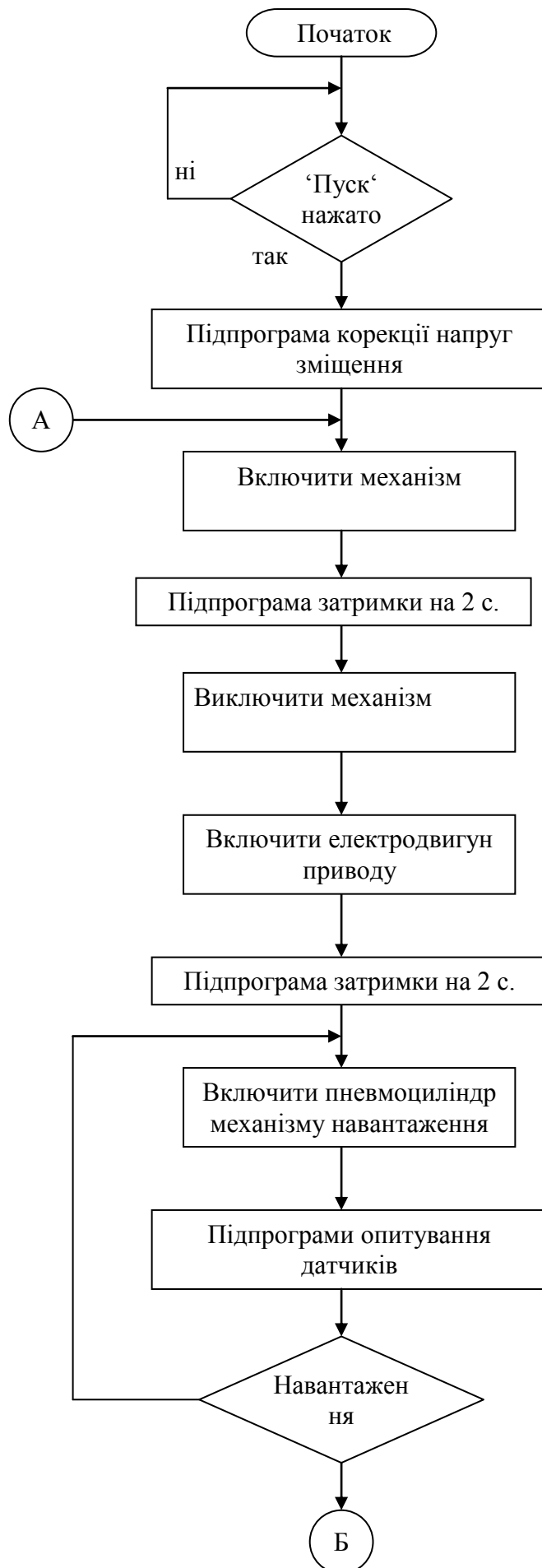
Зв'язок з персональною ЕОМ здійснюється через послідовний інтерфейс з допомогою портів P3.0, P3.1 мікроконтролера. Гальванічну розв'язку забезпечують транзисторні оптопарі OU1, OU2 типу АОТ130.

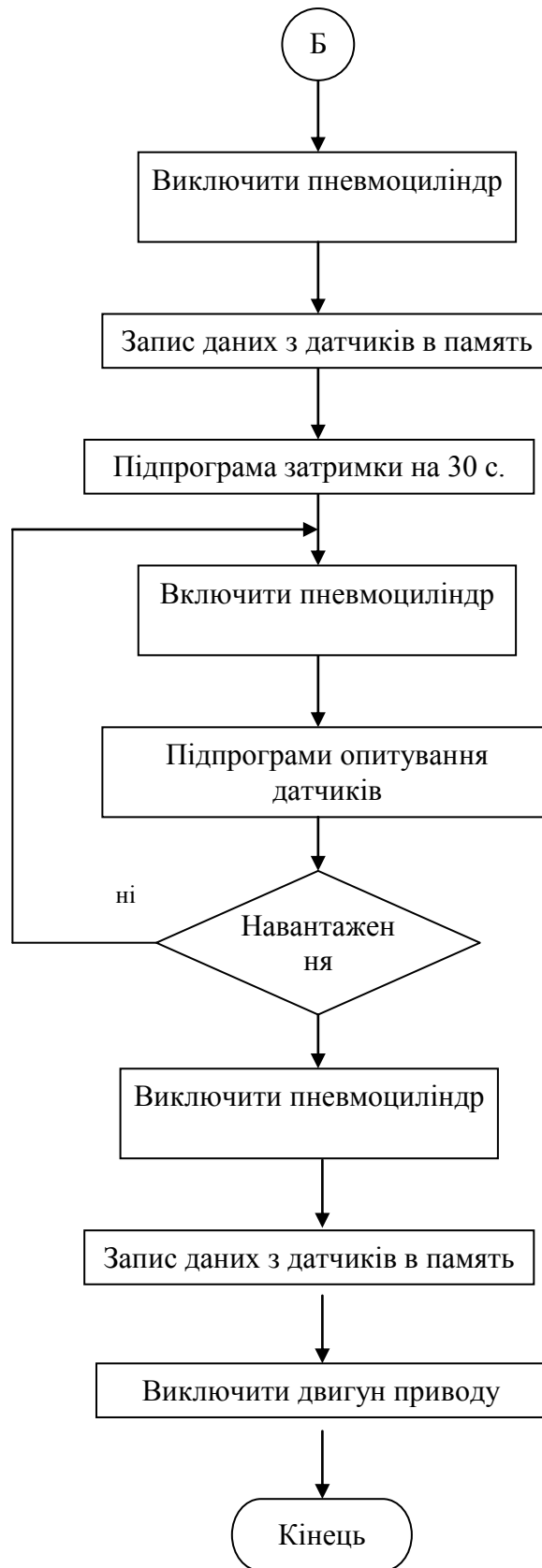
Для виводу інформації використовується символний 16x2 РКІ ВС1602В (виробник BOLYMIN) із вбудованим контролером індикації KS0066U, який забезпечує вивід 256 різних знаків, в тому числі кирилиці. Даний індикатор має світлодіодну підсвітку, ввімкнути яку можна кнопкою SB4.

Керування модулем індикації здійснюється з допомогою портів P0-P7 мікроконтролера.

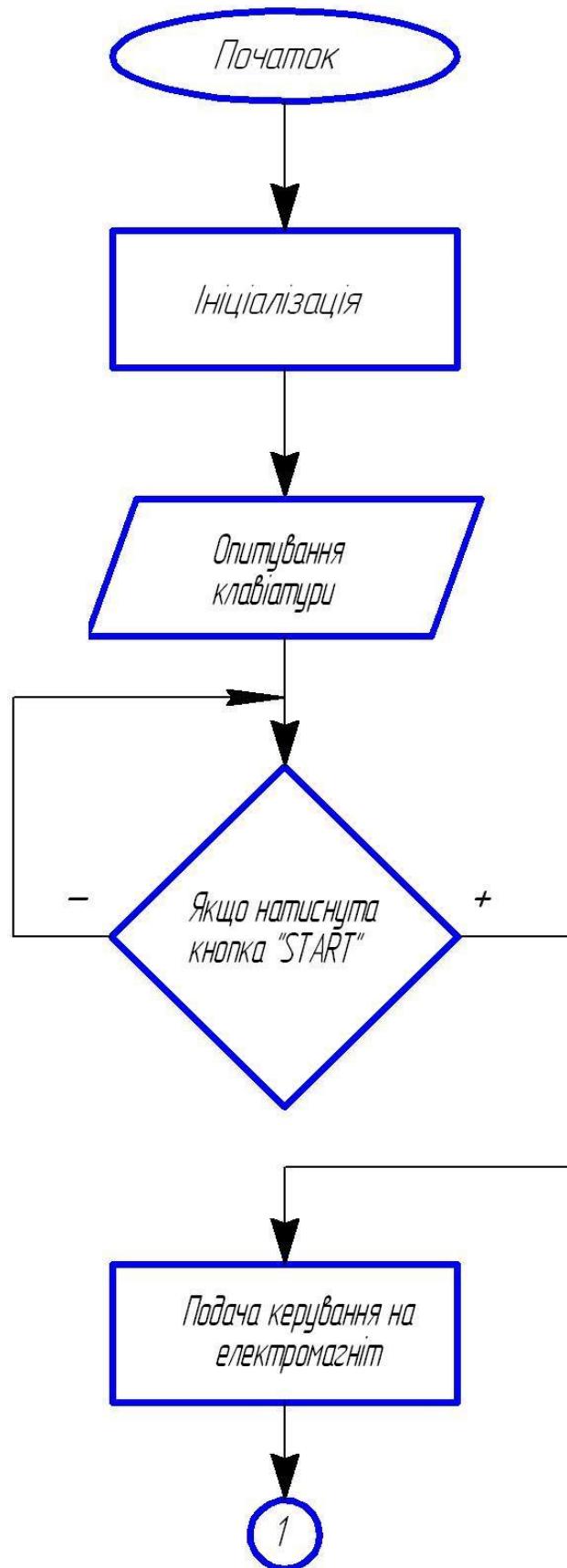
Для забезпечення роботи пристрою використовується джерело живлення, що забезпечує напруги $\pm 15\text{В} \pm 5\%$, $\pm 12\text{В} \pm 5\%$, $+5\text{В} \pm 5\%$, $+27\text{В} \pm 10\%$.

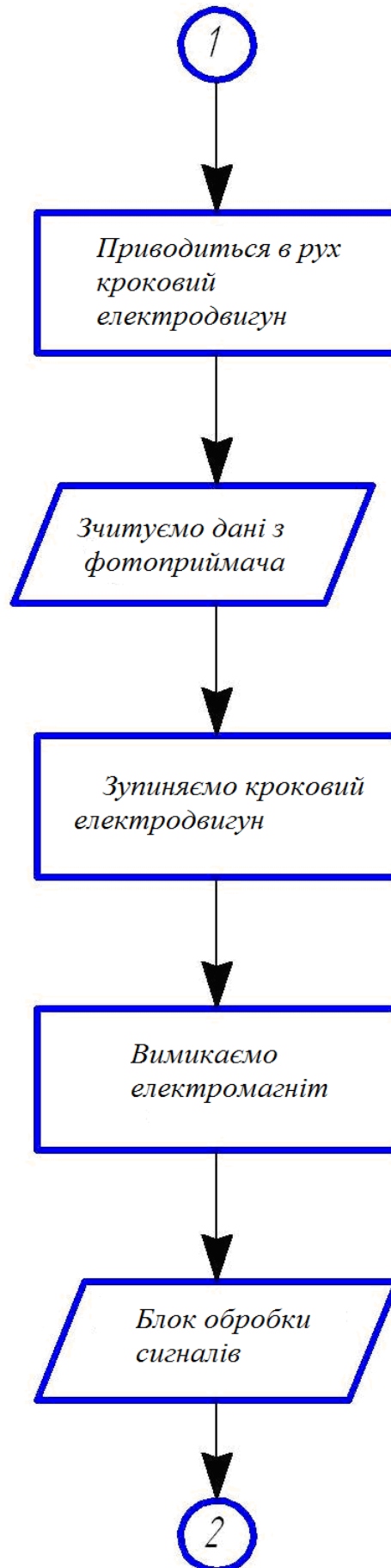
4.9 Алгоритм роботи керуючої програми

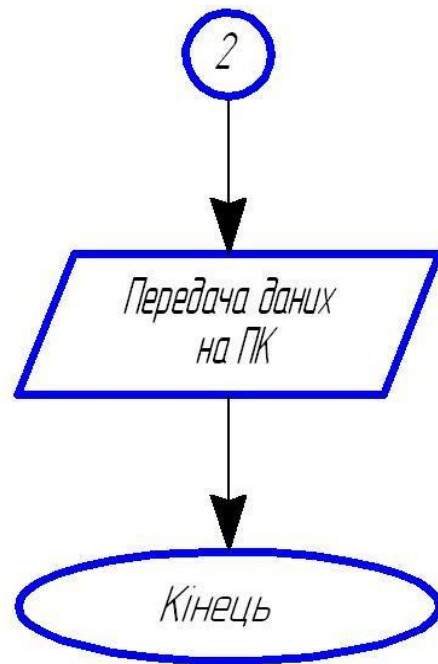




4.10 Блок схема алгоритму роботи







5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Заходи безпеки при роботі пневматичних електромеханічних пристроїв

Автомат для контролю осьового зазору в кулькових підшипниках є блочним напівпровідниковим комплексом з використанням засобів обчислювальної техніки. Тому експлуатацію автомата повинен виконувати спеціально навчений персонал, в розпорядженні якого будуть знаходитись: комплект виконавчої технічної документації, вимірювальні прилади, осцилограф. При умовах правильної експлуатації автомат забезпечує надійну роботу з дуже малим відказом.

Умови експлуатації автомата:

а автомат повинен експлуатуватися при нормальних метеорологічних і експлуатаційних умовах;

б персонал, що забезпечує контроль за автоматом повинен бути ознайомлений з будовою, принципом роботи, електричними і функціональними схемами;

в при роботі з установкою необхідно дотримуватись загальних правил техніки безпеки праці, що поширюються на механічні, електричні і пневмонічні прилади;

г при експлуатації установки обслуговуючий персонал повинен бути в головному уборі і застібнутому спецодязі. Остерігатись захвату рухомими частинами установки.

Заходи по техніці безпеки при експлуатації автомата:

1 роботи по огляду і профілактиці стану автомата забороняється проводити без вимикання напруги;

2 при проведенні профілактичних і ремонтних робіт автомат повинен бути від'єднаним від магістралі, оскільки нульовий показ манометрів не може служити достовірною ознакою відсутності стиснутого повітря;

3 підтягування накидних гайок датчиків, трубопроводів проводити тільки на непрацюючому автоматі, при відсутності надлишкового тиску;

4 вся електроапаратура і проводка повинні мати конструкцію яка виключає дотик з струмопровідними частинами;

5 корпуси автомата, електромагнітних клапанів, редукційних клапанів повинні бути заземлені;

6 контроль опору заземлення проводити не менше одного разу в рік. $R_3 \leq 40 \text{ Ом}$ (ПУЭ);

7 обслуговування електропроводів проводити у відповідності з встановленими правами експлуатації електричних установок;

8 при експлуатації автомата з'єднувальні трубопроводи повинні бути розраховані на тиск більший ніж експлуатаційний;

9 контрольні манометри повинні мати клейма ГОСТ повірки і повірятися не менше одного разу в рік;

10 експлуатація манометрів з простроченим терміном забороняється;

11 не допускається експлуатація установки при тиску більшому за верхнє граничне значення.

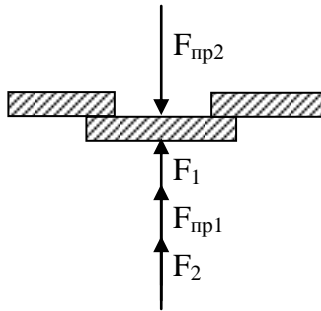
Виконання вище перерахованих заходів забезпечить надійну і безпечну експлуатацію автомата.

5.2 Розрахунок запобіжних клапанів для захисту технологічного обладнання від пошкоджень

Запобіжний клапан проказаний на рисунку 5.1. будем розраховувати з слідуючих вихідних даних:

$P_{вх}=0,55 \text{ МПа}$ - вхідний максимальний тиск; $P_{вих}=0,5 \text{ МПа}$ - вихідний максимальний тиск; $D_{мем}=50 \text{ мм}$ - діаметр мембрани; $d_{клап}=15 \text{ мм}$ - діаметр клапана; $D_1=10 \text{ мм}$ - діаметр пружини клапана; $d_1=1 \text{ мм}$ - діаметр дроту пружини клапана; $D_2=30 \text{ мм}$ - діаметр пружини мембрани.

Розрахувати d_2 - діаметр дроту пружини мембрани і інші конструктивні параметри.



- $F_{пр2}$ - сила пружини мембрани;
- $F_{пр1}$ - сила пружини клапана;
- F_1 - зусилля від вхідного тиску;
- F_2 - зусилля від вихідного тиску;

Рисунок 5.1 - Розрахункова схема навантажень клапана

$$F_1 = S_1 * P_{вх} = \frac{3,14 * (10 * 10^{-3})^2}{4} * 0,55 * 10^6 = 6,48 \text{ Н};$$

де $S_1 = \frac{\pi * d_{\text{клап}}^2}{4}$ - площа клапана;

$$F_{пр1} = \frac{\lambda_1 * \sigma_1 * d_1^4}{8 * D^3 * n_1} = \frac{5 * 8 * 10^4 * 1^4}{8 * 10^3 * 4} = 12,5 \text{ Н};$$

де λ_1 - деформація пружини клапана,

$\lambda_1 = 5 \text{ мм}$; $\sigma_1 = 8 * 10^4 \text{ Н/мм}^2$ - для сталі модуль зсуву;

$d_1 = 1 \text{ мм}$ - діаметр дроту пружини;

$D_1 = 10 \text{ мм}$ - діаметр навивки пружини;

$n_1 = 4$ - число витків пружини.

Зусилля від вихідного тиску буде:

$$F_2 = S_2 * P_{вих} = \frac{3,14 * (50 * 10^{-3})^2}{4} * 0,5 * 10^6 = 981,7 \text{ Н};$$

Виходячи з умови рівноваги сил:

$$F_{np2} = F_{np1} + F_1 + F_2 = 12,5 + 6,48 + 981,7 = 1000,2 \text{ Н.}$$

Визначимо діаметр дроту пружини мембрани:

$$d_{2\min} = \sqrt[4]{\frac{8 * F_{np2} * D_2^3 * n_2}{\lambda_2 * \sigma_1}} = \sqrt[4]{\frac{8 * 1000,2 * 30^3 * 5}{15 * 8 * 10^4}} = 5,47 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{2np} = 5,5$ мм:

де $F_{np2} = 1000,2$ Н - робоче зусилля пружинив кінці робочого ходу;

$\lambda_2 = 15$ мм - робочий хід пружини;

d_2 - діаметр дроту пружини;

$n_2 = 5$ - число витків пружини;

$D_2 = 30$ мм - діаметр навивки пружини.

Перевірка міцності пружини.

Індекси пружини:

$$\text{мембрани: } c_2 = \frac{D_2}{d_{2n}} = \frac{30}{5,5} = 5,45;$$

$$\text{клапана: } c_1 = \frac{D_1}{d_1} = \frac{10}{1} = 10.$$

Перевірку міцності пружини проводимо по формулі:

$$\tau = \frac{8F * D * K}{\pi * d^3} \leq [\tau]$$

де F - робоче зусилля пружини;

D - діаметр навивки; d - діаметр дроту пружини;

K - поправочний коефіцієнт, $K = 1 + \frac{1,4}{\varepsilon}$;

$[\tau]$ - допустиме напруження кручення,

$$[\tau] = 0.5 * \sigma_{\text{в}} * K_1 = 0.5 * 1600 * 10^6 * 0.83 = 660 \text{ МПа};$$

де $\sigma_{\text{в}} = 1600 \text{ МПа}$ - границя міцності;

$K_1 = 0.83$ при 10^5 циклах навантаження.

$$\tau_1 = \frac{8 * 12.5 * 10 * 1.14}{3.14 * 1^3} = 362.87 \text{ МПа.}$$

$$K_1 = 1 + \frac{1.4}{10} = 1.14;$$

$$\tau_1 = 363 \text{ МПа} \leq 650 \text{ МПа.}$$

$$\tau_2 = \frac{8 * 1000.2 * 30 * 1.28}{3.14 * 5.5^3} = 578 \text{ МПа}$$

$$K_2 = 1 + \frac{1.4}{5.45} = 1.28$$

$$\tau_2 = 578 \text{ МПа} \leq 650 \text{ МПа.}$$

Розрахунок конструктивних параметрів.

Кількість робочих витків:

$$\text{для } c = 10: n_1 = \frac{\zeta * d^4 * \lambda_1}{8F_1 * D_1^3} = \frac{8 * 10^4 * 1^3 * 5}{8 * 1.25 * 10^3} = 4;$$

$$\text{для } c = 5.45: n_2 = \frac{\zeta * d_2^4 * \lambda_2}{8F_2 * D_2^3} = \frac{8 * 10^4 * 5.5^4 * 15}{8 * 1000.2 * 30^3} = 5.$$

Загальна кількість витків:

$$n_{01} = n_1 + 2 = 4 + 2 = 6$$

$$n_{02} = n_2 + 2 = 5 + 2 = 7.$$

При максимальному осьовому навантаженні зазор між витками:

$$\Delta_1 = \frac{0,2 * \lambda_1}{n_1} = \frac{0,2 * 5}{4} = 0,25 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = \frac{0,2 * 15}{5} = 0,60 \text{ мм}.$$

Крок витків не навантаженої пружини:

$$h_1 = \frac{\lambda_1}{n_1} + \Delta_1 + d_1 = \frac{5}{4} + 0,25 + 1 = 2,50 \text{ мм};$$

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{n_2} + \Delta_2 + d_2 = \frac{15}{45} + 0,60 + 5,50 = 9,10 \text{ мм}.$$

Довжина пружини стиснутої до дотику витків:

$$H_{zp1} = (n_{01} - 0,5) * d_1 = (6 - 0,5) * 1 = 5,50 \text{ мм};$$

$$H_{zp2} = (n_{02} - 0,5) * d_2 = (7 - 0,5) * 5,5 = 35,75 \text{ мм}.$$

Довжина не навантаженої пружини:

$$H_0 = H_{zp1} + n_1 * (h_1 - d_1) = 5,5 + 4 * (2,5 - 1) = 11,5 \text{ мм}$$

$$H_{02} = H_{zp2} + n_2 * (h_2 - d_2) = 35,75 + 5 * (9,10 - 5,5) = 53,75 \text{ мм}.$$

Довжина дроту для виготовлення пружини:

$$l_1 = \frac{\pi * D_1 * n_{01}}{\cos \alpha_1} = \frac{3.14 * 10 * 6}{\cos 4.55} = 189 \text{ мм};$$

$$L_1 = \arctg \left[\frac{h_1}{\pi * D_1} \right] = \arctg \left[\frac{2.5}{3.14 * 10} \right] = 4.5^\circ;$$

$$l_2 = \frac{\pi * D_2 * n_{02}}{\cos \alpha_2} = \frac{3.14 * 30 * 7}{\cos 5.52} = 663 \text{ мм};$$

$$L_2 = \arctg \left[\frac{h_2}{\pi * D_2} \right] = \arctg \left[\frac{9.12}{3.14 * 30} \right] = 5.52^\circ.$$

5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

5.3.1 Поліпшення стійкості складних машинобудівних підприємств під дією електричного імпульсу, вплив цього фактора на обслуговуючий персонал та захисні заходи

Ядерний вибух супроводжується електромагнітним випромінюванням у вигляді потужного короткого імпульсу, який виражає головним чином електричну та електронну апаратуру.

Джерела виникнення електромагнітного імпульсу (ЕМІ). По своїй природі ЕМІ в першому наближенні можна порівняти з електромагнітним полем близької блискавки, що створює перешкоди для радіоприймачів. Виникає ЕМІ в основному в результаті взаємодії гама-випромінювання, що утворюються під час вибуху з атомами навколишнього середовища.

Основними параметрами ЕМІ, що визначають поражаючу дію, є характер зміни напруженості електричного та механічних полемв часі (форма імпульсу) і максимальна напруженість поля (амплітуда імпульса).

5.3.2 Руйнівний вплив ЕМІ

На утворення ЕМІ витрачається невелика доля ядерної енергії, але він здатен викликати імпульси струмів і напруг в проводах і кабелях повітряних і підземних ліній зв'язку, сигналізація, управління, електропередачі, в антенах радіостанцій і т.д.

Для ЕМІ може призвести до згорання чутливих електронних і електричних елементів, зв'язаних з великими антенами або відкритими проводами, а також до серйозних порушень в цифрових та контрольних пристроях, звичайно без необоротніх змін. Тому, вплив ЕМІ необхідно враховувати для всіх електронних та електричних систем. Для найбільш важливих пристроїв потрібно застосовувати міри захисту і підвищувати їх стійкість до ЕМІ.

Особливістю ЕМІ як поражаючого фактора є його здатність поширюватись на десятки і сотні кілометрів в навколишньому середовищі і по різних комунікаціях (сіянням електро- та водопостачання і т.д.).

Тому може вплинути на об'єкти там, де ударна хвиля, світлове випромінювання і проникаюча реакція втрачають своє значення як поражаючий фактор.

При наземних і низьких повітряних вибухах в зоні, радіусом в декілька кілометрів від місця вибуху, в лініях зв'язку і електрозабезпечення виникають напруження, які можуть викликати пробой ізоляції проводів і кабелів відносно землі, пробой ізоляції елементів апаратури і приладів, підключених до повітряних та підземних ліній.

Ступінь ураження залежить в основному від наведеного імпульсу або струму і електричної міцності обладнання.

В кожному конкретному випадку мають бути знайдені найбільш ефективні і економічні вигідні методи захисту електронної апаратури. Серед цих методів найбільш поширені екранування, оптимальне просторове розміщення і заземлення окремих частин системи, застосування приладів, що перешкоджають перенапруженню в найбільш критичних місцях та інші способи.

5.3.3 Екрани і пристрої захисту

Одним з методів підвищення стійкості і захисту радіоелектронних систем від дії сильного радіомагнітного випромінювання є застосування металічних екранів. Вони відбивають електромагнітні хвилі і гасять високочастотну енергію у своїй металічній товщі. Через систему заземлення струму, наведений ЕМІ, стікає в землю, не спричиняючи збитків електронній апаратурі, що знаходиться в середині металічних шаф. Найбільш дешевий екрануючий матеріал - холоднокатані сталеві листи.

Стінки екранів можуть виконуватися як у вигляді решіток, так і у вигляді суцільних листів.

Кабелі та їх екрани.

Для захисту з'єднувальних кабелів їх прокладають в земляних траншеях під цементною чи бетонною підлогою будівлі або спеціальні металеві коробки, які заземляються. Надійність підвищується, якщо кабелі розділяються і підводиться до декількох шаф з розподільними трансформаторами. В цьому випадку ізольовані участки сітки мають більший опір ізоляції і малу ємність проводів відносно землі. Але крім цього на вході кожної шафи необхідно встановити захисні фільтри від високочастотних перешкод. Вони не пропускають ЕМІ в системи керування станками і тим самим створюють умови для стійкості роботи обладнання.

Захисні розрахунки і плавкі запобіжники. Основними функціями захисного розрядника є детектування імпульсу, розмикання лінії або відвід енергії

для попередження пошкодження в обладнанні. Розрізняють два основних види захисних - “м’які” та “жорсткі” обмежувачі.

“М’які” обмежувачі - нелінійні опори, що залежать від напруги (конденсатори, варистори), а “жорсткі” - пристрої з пробоем-газові розрядники, діоди та ін. Довговічність розрядника повинна відповідати строку служби схеми, що захищається.

Для радіоелектронної апаратури, встановленої в приміщенні і не маючих антенних пристроїв, основну небезпеку представляє імпульс, що проходить по ланцюгу живлення. Для захисту апаратури можуть бути використані запобіжні плавкі вставки і захисні вихідні пристосування, які являють собою різні релейні та електронні пристрої, що реагують на перевищення струму або напруги в ланцюгу. Найбільш ефективні вказані пристрої із застосуванням плавких запобіжників.

Захист антен, опор ліній електропередачі, ліній дальнього зв’язку та підключеної до них апаратури.

Для різного роду антен і мачт, опор ліній електропередач найбільшу небезпеку представляє вертикальна складова напруженості електричного поля, створеного ЕМІ. В зв’язку з цим для їх захисту вигідно застосовувати грозозахисні пристрої і розрядники.

Для захисту апаратури, підключеної до протяжних навантажених ліній, рекомендують наступні міри:

Використання симетричних двопровідних ліній. Симетрування ліній по ємності дозволяє знизити в десятки і сотні разів напруги між проводами в порівнянні з напругою відносно землі.

Застосування екранованих кабелів і прокладка кабелів в металевих трубках.

Більш раціональних при цьому є використання кабелів з високим коефіцієнтом екранування і високою електричною і механічною міцністю, оскільки прокладка кабелів значної протяжності в трубках зв’язана з великими труднощами.

Застосування засобів захисту, аналогічних грозозахисними засобами

Такими засобами є: розрядники з дренажними запірними котушками, плавкі вставки, розв'язуючі пристрої, схеми автоматичного відключення апаратури від ліній. Виборі захисних пристроїв слід враховувати, що дія ЕМІ характеризується масовістю, тобто одночасним спрацюванням захисних засобів у всіх ланцюгах, що виявились в зоні дії ЕМІ. Тому застосовані схеми захисту повинні автоматично відновлювати працездатність ланцюгів відразу після зникнення ЕМІ.

Оскільки наведення напруги можуть поширюватись по кабельних та повітряних лініях на десятки кілометрів і визвати пошкодження апаратури далеко за межами центру ядерного ураження, вхідні ланцюги апаратури повинні бути захищені вказаними вище засобами у всіх випадках навіть засобами у всіх випадках навіть тоді, коли вибух в районі даного об'єкту не очікується.

Стійкість апаратури до дії ЕМІ у великій мірі залежить також від правильної експлуатації ліній, і відповідного контролю справності засобів захисту. До важливих вимог експлуатація відносяться періодична і своєчасна перевірка електричної міцності ізоляції ліній і вихідних ланцюгів електро-радіотехнічної апаратури, своєчасну виявлення і усунення виникнутих заземлень проводів, контроль справності розрядників, плавних вставок. Вказані засоби захисту повинні впроваджуватися у всі види електротехнічної і радіо-електричної апаратури із врахуванням характеру вражаючої дії електромагнітного випромінювання ядерного вибуху для забезпечення надійності роботи підприємств в умовах ракетно-ядерної війни.

Для виявлення необхідних засобів для підвищення стійкості роботи об'єктів народного господарства в умовах дії ЕМІ і ядерних вибухів, проводиться аналіз та оцінка стійкості всіх видів апаратури електропостачання, електричних схем, радіотехнічних систем, які є в наявності на об'єкті.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Розроблена інформаційно-вимірювальна система для визначення моменту тертя в підшипниках кочення.

На сьогоднішній день відомо багато пристроїв для вимірювання моменту тертя у підшипниках, а саме в даній роботі використана лабораторна установка університету. Описано будову і принцип роботи даної установки та її характеристика.

Проведено аналіз установки для вимірювання моменту тертя у підшипниках. Для підшипників кочення, що забезпечують роботу установки, приведені розрахунки моментів тертя і опис принципу роботи установки.

Виконано аналіз похибок вимірювальної установки на розрахунок моменту тертя.

У цій роботі були розглянуті питання аналізу і огляд методів: повного і часткового вибігу. Здійснено опис функціональної та електричної схеми установки та приведені розрахунки.

Розглянуто характеристики двох опорних валів, що підтримують вал, у разі радіального, радіально-упорного та упорного підшипників.

В математичній моделі розраховано керуючі моменти за траєкторіями для оптимізації переміщення диска на вимірювальну позицію та побудовані графіки швидкості переміщення тримача з диском по координаті.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Матвеевский Р.М. Исследование трения в приборных шарикоподшипниках - М:
- 2 Фролов Л.Б. Измерение крутящего момента - М: Машиностроение - 1967р.
- 3 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин М: Київ «Вища школа» - 1993р, - 555с.
- 4 Воронков И.М. Курс теоретической механики - М: Москва - 1963р, - 592с.
- 5 <http://www.tnpu.edu.ua/kurs/338/p318.htm>.
- 6 Лескин А.А., Мальцев П.А., Спиридонов А.М. Сети Петри в моделировании и управлении. Л.: Наука, 1989. -133 с.
- 7 Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. - Житомир: ЖІТІ, 2001. - 612 с.
- 8 Зайцев Г.Ф. Теория автоматического управления и регулирования. - Киев «Вища школа» - 1988р. -462с.
- 9 Колосов С.П. Элементы автоматики. - М: Москва - 1970р, -473с.
- 10 Арифметичні та управляючі пристрої цифрових ЕОМ: Навчальний посібник/ В.І.Жабін, І.А.Жуков, І.А.Клименко, Стиренко С.Г. - К.: ВЕК+, 2008. - 176 с.
- 11 Бродин В.Б., Калинин А.В. Системы на микроконтроллерах и БИС программируемой логики - М.: Издательство ЭКОМ, 2002. - 400 с.
- 12 Карцев М.А. Архитектура цифровых вычислительных машин.- М.: "Наука", 1978. - 295 с.
- 13 Мик Дж.Брик Дж. Проектирование микропроцессорных устройств разрядно-модульной организацией: В2-х томах. Пер. С англ.. - М: Мир, 1984. - 253 с.
- 14 Молчанов А.А., Корнейчук В.И., Тарасенко В.П. Справочник по микропроцессорным устройствам. - К.: Техніка, 1987. - 288 с.

15 Полищук Е. С. Измерительные преобразователи - К.: Высшая школа, 1981 - 296 с.

16 Методы и средства электронных измерений - Мирский Г. Я.: Радио и связь, 1986 - 440 с.

17 Гутников В. С. Вычислительная электроника в измерительных устройствах: Л.: Энергоиздат, 1986.

18 Основні вимоги до оформлення текстової і графічної частин дипломних і курсових проектів /А.В. Куцевич. ТДТУ,1998.-26с.

ДОДАТКИ

Лістинг коду

Program:

```

T0_C1    proc                ; початкові настройки лічильників C0, C1

        mov  R0, 20H
        mov  A, 0
        mov  TH0, A          ;очистка вмісту регістрів лічильників
        mov  TL0, A
        mov                TH1, A
        mov  TL1, A
        orl  TMOD, #044H    ;задаєм режим лічильника для C1
        ret
T0_C1    endp

C1       proc                ; запуск лічильника C1
        mov  A, 0
        mov  TL1, A          ;очистка вмісту лічильників
        mov  TH1, A
        setb TCON.6          ;запуск лічильника T1
        ret
C1       endp

        ;підпрограма зчитування даних з регістрів лічильників

READ_C1  proc
        mov  R0, 30H

```

```

        clr    TCON.6           ;зупинка лічильника C1
        mov   @R0, TL1
        inc   R0
        mov   @R0, TH1
        ret
READ_C1 endp

;підпрограма опитування АЦП
ACP    proc
        mov   R1, 40H
        setb  P3.2             ;запуск АЦП
        clr   P3.2
        mov   R2, #02H
MODE:                                     ;перевірка готовності даних
        call  DELAY
        jnb   P3.3, READ
        djnz  R2, MODE
        acall error
        jmp   end

READ:                                     ;зчитування даних з АЦП
        mov   A, P1
        mov   @R1, A
        ret                   ;закінчення підпрограми асп
ACP    endp

ERROR  proc
        ;виникла помилка в роботі
        ret
ERROR  endp

```

```

DELAY    proc                                ;часова затримка для АЦП
        mov  R5, #5H
DEL1:    nop
        djnz R5, DEL1
        ret
DELAY    endp

```

```

DLY_KD   proc                                ;часова затримка для крокового двигуна
        mov  R5, #30H
DEL2:    mov  A, @R0
        djnz A, DEL2
        ret
DLY_KD   endp

```

;підпрограми управління кроковим двигуном

```

KD_LEFT  proc                                ;рух крокового двигуна вліво
        setb P2.7                            ;CS=1
        clr  P2.6                            ;E0=0
        mov  A, #0FCH
        anl  P0, A
        call DLY_KD
        mov  A, #0F6H
        anl  P0, A
        call DLY_KD
        mov  A, #0F3H
        anl  P0, A
        call DLY_KD

```

```
    mov  A, #0F9H
    anl  P0, A
    call DLY_KD
    ret
KD_LEFT endp
```

```
KD_RIGHT proc                                ;рух двигуна вправо
    setb P2.7
    clr  P2.6
    mov  A, #0F9H
    anl  P0, A
    call DLY_KD
    mov  A, #0F3H
    anl  P0, A
    call DLY_KD
    mov  A, #0F6H
    anl  P0, A
    call DLY_KD
    mov  A, #0FCH
    anl  P0, A
    call DLY_KD
    ret
KD_RIGHT endp
```

```
END:
```

```
    end
```