

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

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

приладів та контрольно-вимірювальних систем

(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

**Інформаційно-вимірювальна система  
стенду для дослідження моменту зрушення  
механізму (редукторів)**

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи РІм-61  
спеціальності 152

Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Романська Ю.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Стрембіцький М.О.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Апостол Ю.О.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Паламар М. І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль  
2022

## Зміст

### РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	
1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....	
1.1 Опис об'єкту контролю.....	
1.2 Огляд існуючих методів і засобів вимірювання крутного моменту.....	
2 ОСНОВНА ЧАСТИНА.....	
2.1 Опис функціональної схеми приладу.....	
2.2 Підбір двигуна приводу вузла навантаження.....	
2.3 Розрахунок елементів конструкції приладу.....	
2.3.1 Розрахунок зубчатої передачі.....	
2.3.2 Розрахунок вимірювальної пружини.....	
2.3.3 Розрахунок зворотньої пружини пневмоциліндра подачі вимірювального вузла.....	
2.3.4 Розрахунок пневмоциліндра подачі вимірювального вузла.....	
2.3.5 Розрахунок пневмоциліндра фіксації редуктора.....	
2.3.6 Розрахунок вимірювального вузла.....	
2.3.7 Розрахунок параметрів стенду для перевірки пристрою.....	
2.4 Розрахунок похибки вимірювання приладу.....	
2.5 Перевірка приладу.....	
3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.....	
3.1 Дослідження моменту зрушення механізмів (редукторів) у двомасовій системі.....	
3.2 Результати моделювання.....	
4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА.....	
4.1 Аналіз об'єкту вимірювання і технічних вимог до метрологічних параметрів системи.....	
4.2 Опис структурної схеми і алгоритму функціонування системи.....	
4.3 Опис роботи принципової схеми системи.....	
4.4 Розрахунок параметрів схеми.....	

4.5	Аналіз і оцінка похибки схеми.....
4.6	Опис роботи програми.....
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....
	ВИСНОВКИ.....
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....
	ДОДАТКИ.....

## РЕФЕРАТ

ТЕМА: Розробка інформаційно-виміральної системи для стенду для дослідження моменту зрушення механізму (редукторів).

МЕТА РОБОТИ: Розробити стенд для дослідження моменту зрушення механізму і провести автоматизацію даного стенду.

Стенд для дослідження моменту зрушення є автоматизованим, що дозволяє швидко і точно провести дослідження моменту.

Перелік ключових слів:

МОМЕНТ ЗРУШЕННЯ, КУТОВІ ШВИДКОСТІ, РЕДУКТОР, ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ, ДВОМАСОВА СИСТЕМА

## ВСТУП

Задача конструктора полягає в створенні приладів, які дають найбільший економічний ефект і мають найбільш високі технічно економічні експлуатаційні показники.

Головним показником є висока продуктивність, економічність, міцність, надійність, мала маса, мала ємність, енергоємність, габарити, вартість, об'єм ремонтних робіт, витрата на оплату праці операторів, довговічність і рівень автоматизації, простота і безпечність обслуговування.

В конструкції приладів необхідно дотримуватись вимог техніки безпеки. Прилад повинен мати красивий зовнішній вигляд. Найважливішими факторами є чутливість, точність, стабільність похибки.

Проектуючи прилад, необхідно мата на увазі збільшення його рентабельності і підвищення економічного ефекту, від його впровадження за весь період роботи.

Також при конструюванні необхідно враховувати компактність конструкції. Доцільне використання об'єму зменшує розміри виробу, його масу і мала ємність.

Розміри і масу конструкції в деяких випадках можна зменшити суміщаючи декілька функцій в одній деталі.

Поверхні, які швидко зношуються, доцільно виконувати у вигляді окремих легко змінних деталей. Для виготовлення деталей в цьому випадку доцільно застосовувати матеріали з спеціальними властивостями, яких не має основний матеріал деталі.

Точні рухомі з'єднання механізму необхідно розвантажувати від зайвих сил, які можуть впливати на роботу механізму. Робочі поверхні слід оберігати від дії сторонніх сил. Автоматизація технічного контролю являється не тільки засобом підвищення якості виробничої продукції; але і суттєвим для автоматизації промисловості, так як питома вага механічного контролю в сучасному виробництві досить значна.

# 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

## 1.1 Опис об'єкту контролю

В якості об'єкту контролю вибираємо циліндричний одноступеневий редуктор типу ЦУ-100 з такими характеристиками:

- передаточне число  $i=5.2$ ;
- частота обертів швидкохідного вала  $n_1=1500$  об/хв;
- частота обертів тихохідного вала  $n_2=288$  об/хв;
- потужність на швидкохідному валу  $N_1=3.5$  кВт;
- модуль нормальний  $m=1.5$ ;
- число зубів шестерні  $z_1=23$ ;
- число зубів колеса  $z_2=120$ ;
- ширина зубчатого колеса  $b_2=40$  мм;
- маса редуктора 38 кг.

Редуктори з циліндричними зубчатими передачами широко застосовуються в промисловості. Це пояснюється їх високим коефіцієнтом корисної дії, простотою конструкції, зручністю монтажу і демонтажу. Редуктори по нормах МН 2734-72 призначені для використання в усіх галузях промисловості.

## 1.2 Огляд існуючих методів і засобів вимірювання крутного моменту

Для вимірювання невеликих обертових моментів використовують спіральні вимірювальні пружини. Пружинні вимірювачі обертового моменту використовують у всіх електровимірювальних пристроях, їх виробництво освоєно, вони дешеві і прості. Крім основної функції - перетворення обертового моменту в кут закручування, пружини служать також в якості струмопідводів. Звичайно використовують дві спіральні пружини закручені в різні сторони для того, щоб можна було виміряти протилежно направлені обертові моменти. Пружинні вимірювачі не дозволяють вимірювати миттєві значення моменту через малу жорсткість і використовуються тільки для вимірювання середнього значення крутного моменту.

Маятникові механізми мають просту конструкцію і забезпечують досить високу точність вимірювання. Вони складаються з вантажу 1 (рисунок 1.1), закріпленого на важелі 2, що обертається навколо опори 3, стрілки 4 і шкали 5. Обертний момент  $M$ , прикладений до вимірювального пристрою, автоматично зрівноважується моментом сили тяжіння вантажу:

$$M = Q \cdot l \cdot \sin \varphi$$

Похибка маятникового механізму складається з похибки тарування, похибки нанесення шкали і похибки від моменту тертя в опорі і доходить до 1% від діапазону вимірювання.

Квадрантні ваги (рисунок 1.2) добре освоєні і випускаються промисловістю. Вони мають кругову рівномірну шкалу, замкнену чи з невеликим розривом між початковим і повним навантаженням ( $300^\circ$ - $355^\circ$ ). В квадрантних механізмах є синусна нерівномірність шкали. Вимірювальне зусилля передається тягою 1 на траверсу 2, яка з'єднана з двома тягами

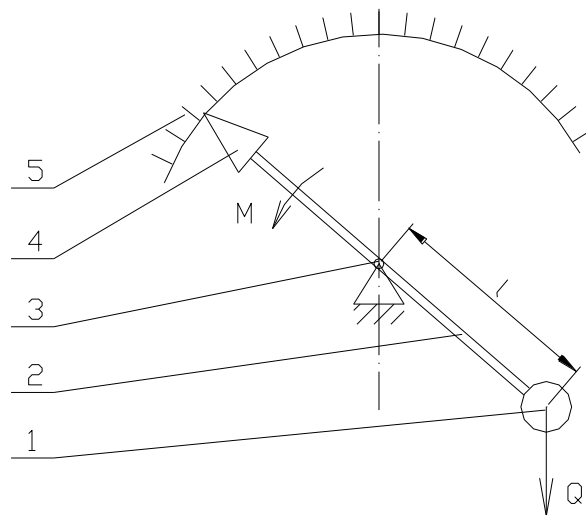


Рисунок 1.1 - Маятниковий механізм для вимірювання крутного моменту

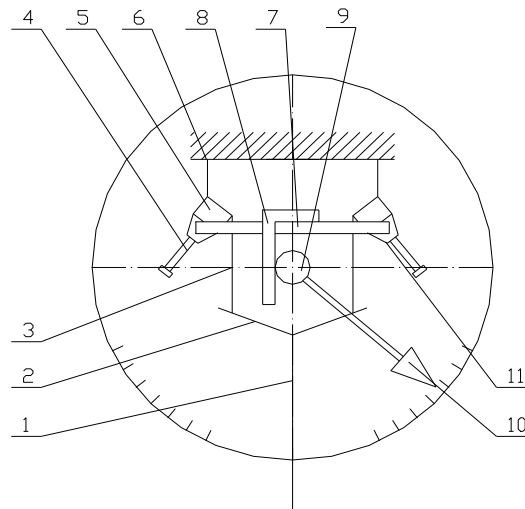


Рисунок 1.2 - КвADRANTНІ ваги

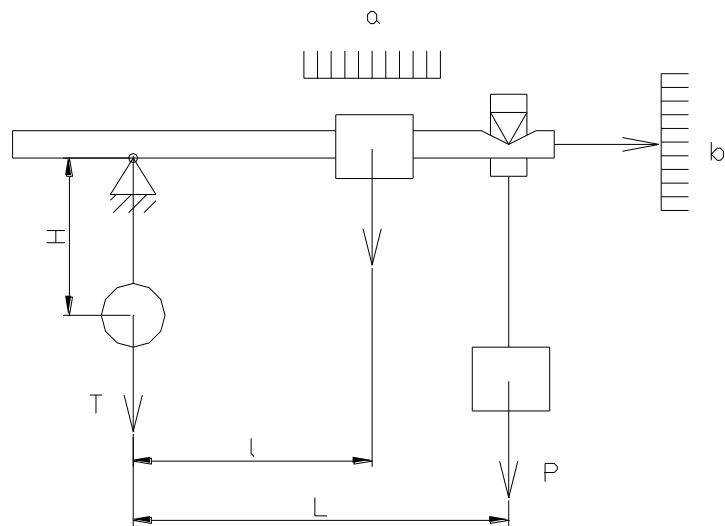


Рисунок 1.3 - Вaжильний механізм для вимірювання крутного моменту

Гнучкими сталевими стрічками 3, з вантажопідйомними секторами 5, двох симетрично розташованих квадрантів. Кожен з квадрантів за допомогою двох кулачків 4 підвішений на інших сталевих стрічках до направляючих рамки 6. При прикладанні зусилля до приладу, вантажі 11 квадрантів розходяться в різні сторони, а кулачки 4 перекочуються по своїх направляючих, переміщуючи у вертикальному напрямку шарнірно зв'язані з осями квадрантів з обох сторін горизонтальної планки 7. До цих планок прикріплена зубчата рейка 8, яка



входить в зачеплення з шестернею 9, посадженої на вісь вказівної стрілки 10. Завдяки ексцентричності розташування вантажопідйомних секторів відносно опорних секторів, шкала ваги рівномірна. При куті повороту квадранта на  $60^\circ$ , хід вантажопідйомної тяги становить 35 мм.

Для дистанційної передачі кута відхилення маятникових вимірювальних механізмів використовують індуктивні давачі переміщення, фотоелектричні із слідкуючою системою, оптичні та інші.

Важільні механізми можна представити у вигляді коромисла (рисунок 1.3).

Обертний момент  $M$ , діючих на статор гальмівного чи привідного пристрою, зрівноважується моментом від дії вантажів  $Q$  і  $P$ . Без впливу моменту  $M$  і вантажів  $Q$  і  $P$ , важіль також повинен бути зрівноважений відносно опори  $O$ .

Для вимірювання крутного моменту використовується машинний динамометр ЭМД-50 (рисунок 1.4). Основними елементами приладу є основа 1, на якій в опорах 2 жорстко закріплені підшипники 3, статор 4 давача кута повороту (для дистанційної передачі відліку моменту), корпус 5 з ротором давача кута повороту, який може вільно обертатися в підшипниках 3. Вал 7 з двома роторами (моментоміра і тахометра) вільно обертається в підшипниках 8. Вантаж 9 зрівноважує обертовий момент, що діє на корпус 5. Для зменшення тертя використані підшипники 3, в яких зовнішні обойми приводяться в обертовий рух в протилежні сторони від двох спеціальних синхронних двигунів, закріплених на корпусі моментоміра.

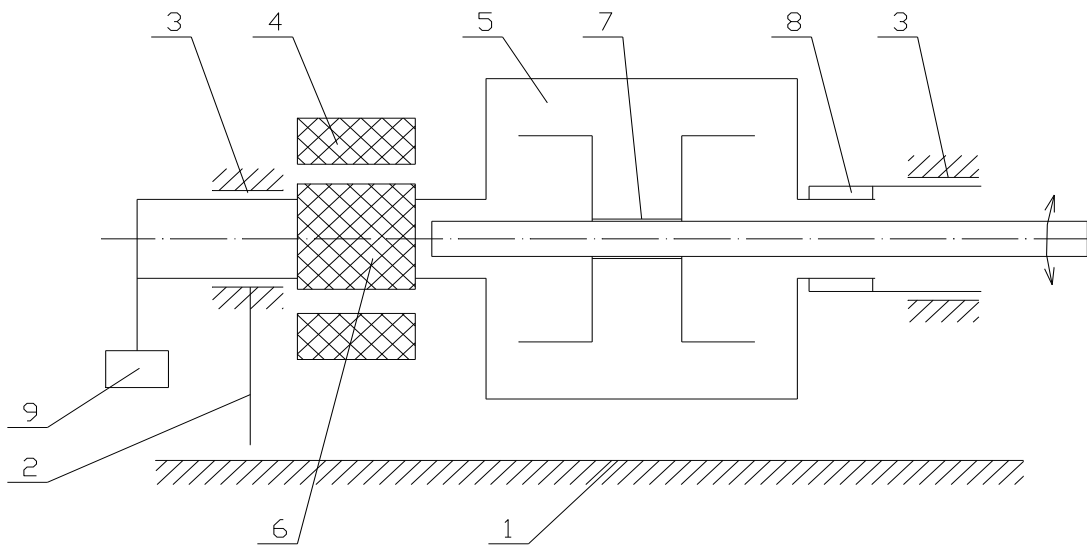


Рисунок 1.4 - Електромашинний динамометр ЕМД-5

Моментоміри типу ЕМД можуть працювати від мережі 127/220 В, 50 Гц. Блок живлення забезпечує постійні напруги 25 В, 10-12 В, змінну 6.3 В, 50 Гц для живлення освітлювача фотоелектричного давача швидкості. Вимірювання моменту здійснюється за допомогою маятнкового вимірювального механізму і дистанційного давача кута  $\phi$ . Шкала показів приладу нерівномірна через наявність маятнкового вимірювача моменту.

Фрикційний моментомір представлений на рисунку 1.5. Тарувальний диск 1 з опорами 2, на якому дезаксіально закріплене гальмо, складене з двох пружних пластин 3 з фрикційними колодками 4, шарнірної пластини 5 і затискного гвинта 6. Гальмівний шків 7 закріплюється на валу досліджуваного двигуна 8 і гальмується колодками моментоміра. Реактивний момент гальма передається на тарувальний диск і вимірюється маятнковим вимірювальним механізмом, який складається з вантажу 9, стрілки 10 і шкали 11. Навантаження на досліджуваний двигун змінюється вручну шляхом повороту затискного гвинта 6 на певний кут. При цьому пружні пластини згинаються, збільшуючи тиск на фрикційні колодки 4 і збільшуючи тим самим гальмівний момент шківа 7. Для компенсації неспіввідності досліджуваного двигуна і моментоміра (вона приводить до розгойдування вимірювального вузла) використано дезаксіальне з великим зміщенням осей обертання кріплення гальма відносно тарувального диска.

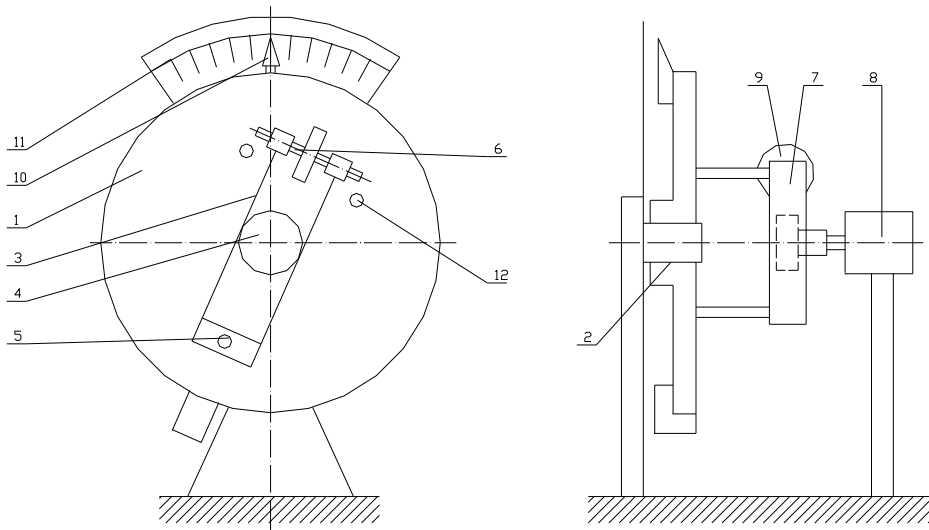


Рисунок 1.5 - Фрикційний моментомір

При таруванні моментоміра гвинтом 6 розтискаються пластини 3 до упора 12. На тарувальний диск, який має точно фіксований діаметр  $D$ , навішуються стандартні гирі  $P$  на тонких нитках, так що:

$$M_T = P \cdot \frac{D}{2}$$

Тарувальний диск разом з стрілкою 10 відхиляється на певний кут, який відраховується по шкалі.

## 2 ОСНОВНА ЧАСТИНА

### 2.1 Опис функціональної схеми приладу

Функціональна схема установки представлена на рисунку 2.1. Вимірювальний вузол складається з рухомої основи 3, на якій розміщено вузол навантаження 6, кроковий двигун 4 вузла навантаження, який створює крутильні коливання валу чим виключає тертя спокою в опорних підшипниках, фотоелектричний давач кута повороту 2 вузла навантаження. Сам вимірювальний вузол рухається по основі приладу за допомогою пневмоциліндра подачі 8. Контрольований редуктор 7 фіксується до основи приладу двома механізмами фіксації 9. Керує роботою приладу блок керування 1, який обробляє дані від фотодавача повороту 2 вузла навантаження, вмикає з певною швидкістю кроковий двигун 4 та пневмоциліндри приводу подачі та фіксації.

Розглянемо принцип роботи приладу. Коли контрольований редуктор 7 встановлено на вимірювальну позицію, з блока керування 1 подається сигнал про вмикання двох пневмоциліндрів приводу механізму фіксації редуктора 9. Після того, як редуктор зафіксовано, вмикається пневмоциліндр приводу подачі вимірювального вузла 8 на вимірювальну позицію. Коли вузол подано, то вмикається кроковий двигун 4 приводу вузла навантаження 6. Перевага надана кроковому двигуну тому, що в парі з зубчатою передачею він створює менший вплив на похибку вимірювання, за рахунок задавання меншої амплітуди коливань в порівнянні з хвильовим редуктором, який приведено в авторському свідоцтві. За рахунок використання крокового двигуна можна змінювати в широких межах діапазон задавання частоти крутильних коливань та швидкість обертання веденого валу при випробовуваннях, що дає можливість експериментальним підбором частоти крутильних коливань добитись мінімальної похибки вимірювання, а також створювати масиви даних залежності крутного моменту зрушення на веденому валу від його кута повороту.

Коли включено кроковий двигун 4, починає обертатись вузол навантаження 6 одночасно закручуючи еталонну спіральну пружину 5. Величину повороту вузла навантаження фіксує растровий фотодавач кута повороту 2. Коли еталонна пружина 5 досягне навантаження рівного моменту зрушення вала редуктора 7, то даний вал почне обертатись, вузол навантаження 6 залишиться в даному положенні, яке фіксує фотодавач 2. Зробивши повний оберт вала редуктора, кроковий двигун 4 зупиняється і починає обертати вузол навантаження 6 в його початкове (нульове) положення, яке визначається фотодавачем 2. Коли навантаження з еталонної пружини знято 2, вимикається пневмоциліндр приводу вузла подачі вимірювального вузла на вимірювальну позицію 8 і вимірювальний вузол повертається в своє початкове положення. Після того вимикаються пневмоциліндри приводу вузла фіксації редуктора 9, редуктор 7 звільняється, після чого останній знімається з вимірювальної позиції.

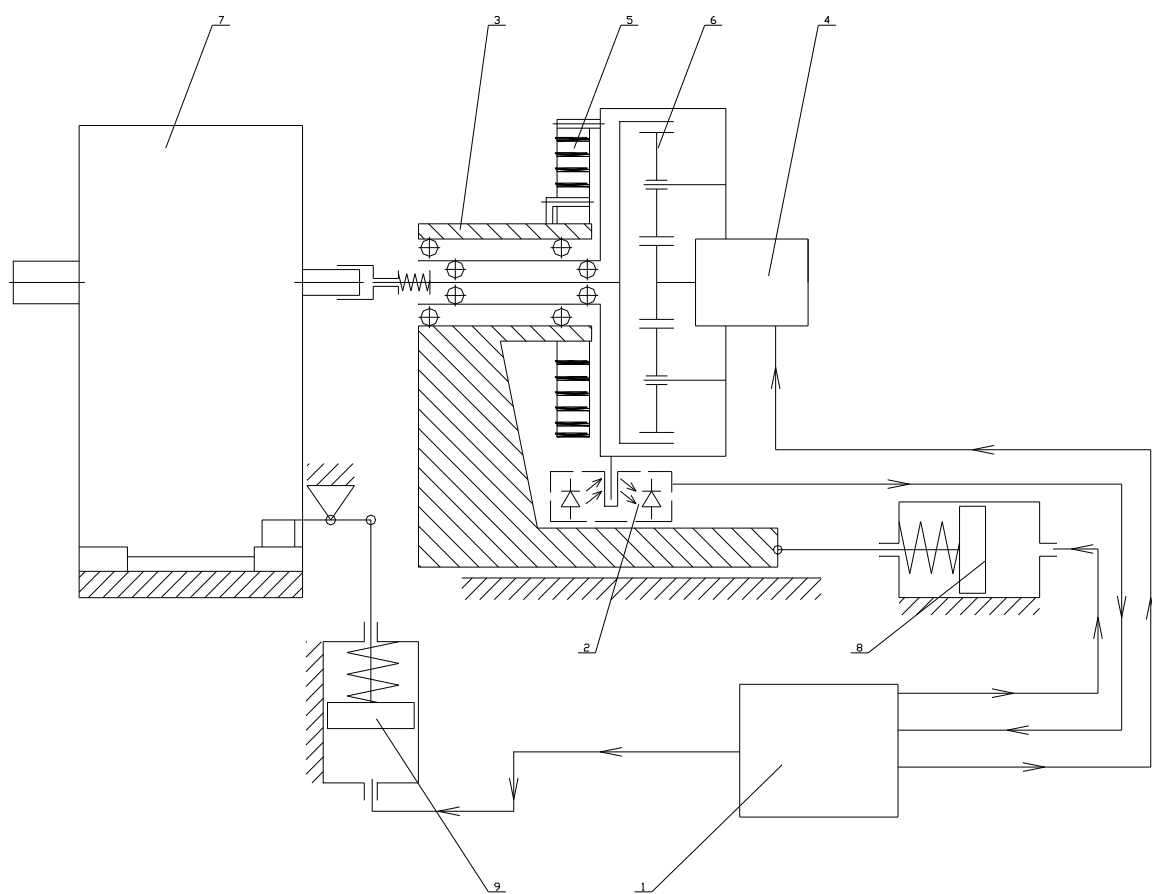


Рисунок 2.1 - Функціональна схема приладу

## 2.2 Підбір двигуна приводу вузла навантаження

Двигун будемо вибрати по номінальному крутному моменту:

$$M_{об} > M_c + M_d$$

де  $M_c$ - статичний момент опору;

$M_d$ -динамічний момент опору.

Статичний момент опору знаходимо за формулою:

$$M_c = \left( M \cdot \frac{1}{\eta^2} + m \cdot g \cdot \frac{d}{2} \cdot f \right) \cdot \frac{1}{U \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_2^2}$$

де  $f$ - коефіцієнт тертя в опорних підшипниках кочення;

$d$ - середній діаметр підшипників кочення;

$m$ - маса вузла навантаження;

$M$ - максимальний крутний момент зрушування вала редуктора;

$U$ - передаточне число зубчатої передачі;

$\eta, \eta_1, \eta_2$ - ККД опорних підшипників кочення, зубчатої передачі та опор проміжних зубчатих коліс.

Динамічний момент опору знаходимо за формулою:

$$M_d = \left( J_1 + 2 \cdot J_2 + \frac{1}{U} \cdot (J_3 + J_4) \right) \cdot \frac{\varphi \cdot v^2}{n}$$

де  $J_1$ - момент інерції шестерні вала двигуна;

$J_2$ - момент інерції проміжних шестерень;

$J_3$ - момент інерції вихідного вала вузла навантаження;

$J_4$ - момент інерції рухомої частини корпусу вузла навантаження;

$\varphi$ - одиничний крок крокового двигуна;

$v$ - частота обробки кроку;

$n$ -кількість кроків, за які вал двигуна набере номінальну швидкість обертання;

Отже маємо:

$$M_c = \left( 0.5 \cdot \frac{1}{0.99^2} + 10 \cdot 9.8 \cdot \frac{0.006}{2} \cdot 0.01 \right) \cdot \frac{1}{5.0 \cdot 0.97_1^2 \cdot 0.8_2^2} = 0.167 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_d = \left( 0.00001 + 2 \cdot 0.00006 + \frac{1}{5.0} \cdot (0.03 + 0.025) \right) \cdot \frac{1.8 \cdot 50^2}{2} = 0.24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тепер маємо:

$$M_{ог} \geq 0.24 + 0.17 = 0.41 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Виходячи з цієї умови вибираємо двигун типу ДШР-56-1.8-02-0203 з номінальним крутним моментом  $M_{кр} = 0.65 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при частоті обробки кроку 50 Гц.

## 2.3 Розрахунок елементів конструкції приладу

### 2.3.1 Розрахунок зубчатої передачі

Проведемо розрахунок прямозубої циліндричної зубчатої передачі. Міжосьову відстань знаходимо за формулою:

$$a_w \geq K_a \cdot (U - 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HB} \cdot T_2}{\Psi_a \cdot U^2 \cdot [\delta]_H^2}}$$

де  $K_a$ - коефіцієнт, що враховує тип зубчатого зачеплення;

$U$ - передаточне число редуктора;

$K_{HB}$ - коефіцієнт концентрації навантаження;

$T_2$ - крутний момент на вихідному валу;

$\Psi_a$ - коефіцієнт, що враховує положення коліс відносно опор;

$[\delta]_H$ - допустиме навантаження матеріалу коліс.

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$a_w \geq 4950 \cdot (5 - 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1.02 \cdot 2.5}{0.3 \cdot 5^2 \cdot (750 \cdot 10^6)^2}} = 0.017 \text{ м}.$$

Приймаємо значення  $a_w=35$  мм. Дільний діаметр колеса знайдемо за формулою:

$$d_2 = 2 \cdot a_w \cdot \frac{U}{U-1}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$d_2 = 2 \cdot 35 \cdot \frac{5}{5-1} = 87.5 \text{ мм.}$$

Ширину колеса знайдемо за формулою:

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$b_2 = 0.3 \cdot 35 = 10.5 \text{ мм.}$$

Приймаємо значення  $b_2=12$  мм. Модуль передачі знайдемо за формулою:

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\delta]_F}$$

де  $K_m$ - коефіцієнт, що враховує тип зубчатого зачеплення.

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$m \geq \frac{2 \cdot 6.8 \cdot 2.5}{0.0875 \cdot 0.012 \cdot 293 \cdot 10^6} = 0.11 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Приймаємо значення  $m=1$  мм.

Число зубів колеса буде:

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{87.5}{1} = 87.5, \text{ приймаємо } z_2=88.$$

Тоді число зубів шестерні буде:

$$z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{88}{5} = 17.6, \text{ приймаємо } z_1=18.$$



Фактичне передаточне число передачі буде:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{18} = 4.89$$

Знайдемо ділильні діаметри:

шестерні

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1 \cdot 18 = 18 \text{ мм}$$

колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1 \cdot 88 = 88 \text{ мм}$$

Діаметри вершин і впадин будуть:

шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 18 + 2 \cdot 1 = 20 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m = 18 - 2.5 \cdot 1 = 15.5 \text{ мм.}$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 88 + 2 \cdot 1 = 90 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m = 88 - 2.5 \cdot 1 = 85.5 \text{ мм.}$$

Для забезпечення центрування вузла навантаження відносно своєї осі обертання розмістимо двигун з шестернею як найближче до осі обертання колеса, а передачу руху від шестерні до колеса будемо проводити через проміжне колесо. Знайдемо параметри проміжного колеса. Ділильний діаметр знайдемо за формулою:

$$d_2^1 = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{88 - 18}{2} = 35 \text{ мм.}$$

Тоді число зубів буде:

$$z_2^1 = \frac{d_2^1}{m} = \frac{35}{1} = 35$$

Діаметри вершин і впадин будуть:

$$d_{a2}^1 = d_2^1 + 2 \cdot m = 35 + 2 \cdot 1 = 37 \text{ мм}$$

$$d_{f2}^1 = d_2^1 - 2.5 \cdot m = 35 - 2.5 \cdot 1 = 32.5 \text{ мм.}$$

### 2.3.2 Розрахунок вимірювальної пружини

Знайдемо геометричні параметри еталонної спіральної пружини. Проведемо розрахунок робочої частини пружини, яка є відповідальним вузлом нашого приладу. Параметри пружини будемо знаходити для забезпечення мінімальної похибки кута її закручування при заданому навантаженні і приймемо її рівною 0.1%. Для забезпечення максимальної точності вимірювання потрібно, щоб максимальна деформація була в межах пружної при максимальному навантаженні на пружину. Товщину стрічки пружини знаходимо за формулою:

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M \cdot L}{E \cdot b \cdot \varphi}}$$

де M- максимальний прикладений крутний момент навантаження;

L- довжина стрічки пружини;

E- модуль пружності матеріалу пружини;

b- ширина стрічки;

$\varphi$ - кут закручування пружини при її максимальному навантаженні.

Задавшись значенням l робочої довжини стрічки та її шириною, ми можемо знайти її товщину:

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 0.5 \cdot 0.7}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.01 \cdot 1.6}} = 8.54 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Приймаємо значення h=1 мм. Тоді робоча довжина стрічки буде:

$$L = \frac{\varphi \cdot E \cdot b \cdot h^3}{6 \cdot M}$$

$$L = \frac{1.6 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.01 \cdot 0.001^3}{6 \cdot 0.5} = 1.12 \text{ м.}$$

Визначимо точність виготовлення пружини, щоб похибка її деформації при навантаженні не перевищувала 0.1%. Похибку деформації пружини при її навантаженні знаходимо за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\varphi}{\varphi}$$

де  $\Delta\varphi$ - похибка деформації скручування пружини.

$$\Delta\varphi = \frac{6 \cdot M \cdot L}{E \cdot b \cdot h^3} \cdot \left( \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta b}{b} + \frac{3 \cdot \Delta h}{h} \right)$$

де  $\Delta L$ ,  $\Delta b$ ,  $\Delta h$ - похибка виготовлення робочої довжини, ширини і товщини пружини відповідно.

Тоді похибка деформації пружини при її навантаженні буде:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta b}{b} + \frac{3 \cdot \Delta h}{h}$$

Задавшись точністю виготовлення ширини стрічки по 6 квалітету ( $\Delta b=9$ мкм) і товщини по 6 квалітету ( $\Delta h=2$  мкм) знайдемо точність виготовлення робочої довжини пружини:

$$\Delta L = L \cdot \left( \varepsilon - \frac{\Delta b}{b} - \frac{3 \cdot \Delta h}{h} \right)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$\Delta L = 1120 \cdot \left( 0.001 - \frac{0.009}{10} - \frac{3 \cdot 0.002}{1} \right) = 3.37 \text{ мм.}$$

Отже як бачимо даний допуск на довжину стрічки дозволяє нам вручну проводити налаштування вузла навантаження по зразкових мірах з досить високою точністю.

### 2.3.3 Розрахунок зворотньої пружини пневмоциліндра подачі вимірювального вузла

Знайдемо геометричні параметри відтискної пружини пневмоциліндра приводу подачі вимірювального вузла. Знайдемо діаметр дроту пружини:

$$d \geq 1.6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot F \cdot c}{[\tau]}}$$

де  $k$ - коефіцієнт, що враховує кривизну осі витка;

$F$ - робоча сила стиску пружини;

$c$ - індекс пружини;

$[\tau]$ - допустима величина напруження матеріалу пружини.

Силу стиску пружини знаходимо за формулою:

$$F = m \cdot g \cdot f \cdot k_3$$

де  $m$ - маса вимірювального вузла;

$f$ - коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями направляючих;

$k_3$ - гарантований коефіцієнт запасу.

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$F = 10.2 \cdot 9.8 \cdot 0.2 \cdot 1.5 = 29.9 \text{ Н.}$$

Тепер знайдемо діаметр дроту пружини, задавшись значеннями  $c$  і  $k$ :

$$d \geq 1.6 \cdot \sqrt{\frac{1.1 \cdot 29.9 \cdot 10}{3 \cdot 10^8}} = 0.00167 \text{ м.}$$

Приймаємо значення  $d=2.2$  мм.

Діаметр навивки пружини знайдемо за формулою:

$$D = 0.392 \cdot \frac{d^3}{k \cdot F} \cdot [\tau]$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$D = 0.392 \cdot \frac{2.2^3 \cdot 10^{-9}}{1.1 \cdot 29.9} \cdot 3 \cdot 10^8 = 0.03802 \text{ м.}$$

Приймаємо значення  $D=38$  мм.

Кількість робочих витків пружини знаходимо за формулою:

$$i = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot F}$$

де  $\lambda$ - величина стиску пружини до заданого зусилля;

$G$ - модуль зсуву матеріалу пружини.

$$i = \frac{0.1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 2.2 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 17.3^3 \cdot 29.9} = 14.2$$

Округляємо значення витків до  $i=14$ .

#### 2.3.4 Розрахунок пневмоциліндра подачі вимірювального вузла

Діаметр пневмоциліндра знаходимо за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}}$$

де  $p$ - робочий тиск в камері пневмоциліндра;

$F$ - мінімальне зусилля, яке повинен забезпечити пневмоциліндр.

Мінімальне зусилля, яке повинен забезпечити пневмоциліндр знаходимо за формулою:

$$F = F_1 + F_2 + k \cdot x$$

де  $F_1$ - зусилля, яке потрібно прикласти, щоб перемістити вимірювальний вузол;

$F_2$ - робоча сила стиску пружини пневмоциліндра;

k- жорсткість пружини пневмоциліндра;

x- величина робочого ходу штока пневмоциліндра. 1

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$F = 29.9 + 30 + 300 \cdot 0.05 = 75 \text{ Н.}$$

Тоді діаметр пневмоциліндра буде:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 75}{3.14 \cdot 4 \cdot 10^5}} = 0.025 \text{ м.}$$

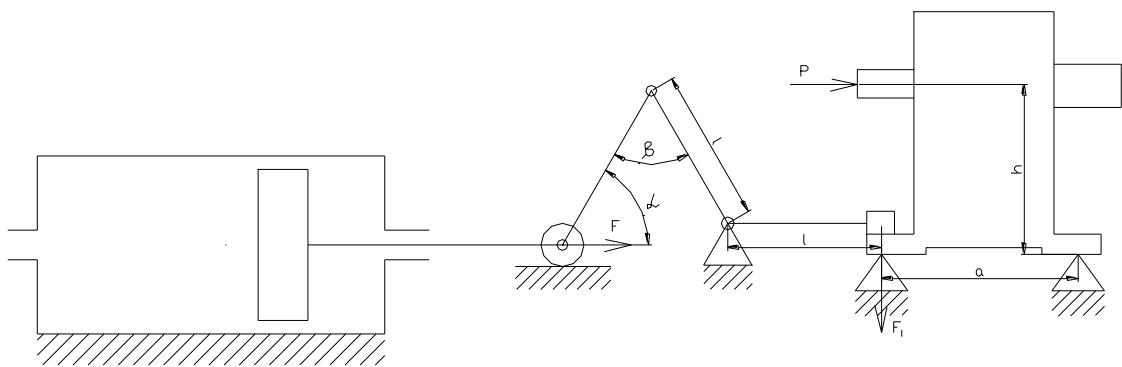
Приймаємо робочий діаметр пневмоциліндра рівним D=55 мм.

### 2.3.5 Розрахунок пневмоциліндра фіксації редуктора

Діаметр пневмоциліндра знаходимо за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}}$$

де p- робочий тиск в камері пневмоциліндра;



F- мінімальне зусилля, яке повинен забезпечити пневмоциліндр.

Рисунок 2.1 - Схема розрахунку зусилля фіксації редуктора

Мінімальне зусилля, яке повинен забезпечити пневмоциліндр знаходимо з рисунку 3.1 за формулою:

$$F = \frac{h}{a} \cdot P \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta$$

де  $P$ - зусилля, що діє на вал редуктора;

$h$ - висота розміщення вала редуктора;

$a$ - відстань між кріпильними отворами редуктора.

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$F = \frac{0.13}{0.095} \cdot 100 \cdot \cos 60^{\circ} \cdot \sin 60^{\circ} = 58.9 \text{ Н.}$$

Тоді діаметр пневмоциліндра буде:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 59}{3.14 \cdot 4 \cdot 10^5}} = 0.021 \text{ м.}$$

Приймаємо робочий діаметр пневмоциліндра рівним  $D=55$  мм.

### 2.3.6 Розрахунок вимірювального вузла

Знайдемо крок растру вимірювального вузла за формулою:

$$x \leq \Delta\varphi \cdot 2 \cdot R$$

де  $\Delta\varphi$ - задана похибка вимірювання кута повороту;

$R$ - радіус растру на лімбі.

Прийmemo значення похибки рівним  $\Delta\varphi=0.0016$  рад і отримаємо:

$$x \leq 0.0016 \cdot 2 \cdot 80 = 0.256 \text{ мм.}$$

Прийmemo значення кроку растру рівним  $x=0.2$  мм.

Ширину щілини растру прийmemo рівною половині кроку растру:

$$b = \frac{1}{2} \cdot x = \frac{1}{2} \cdot 0.2 = 0.1 \text{ мм.}$$

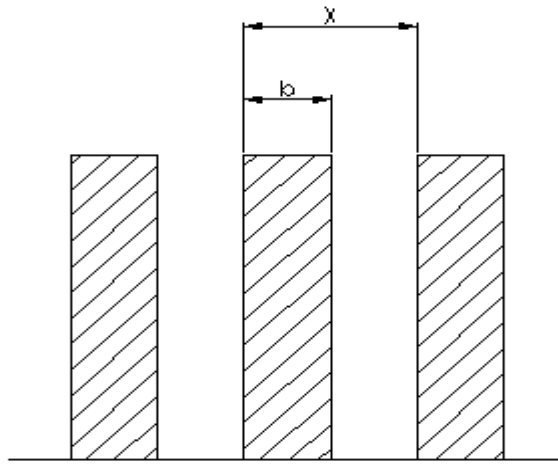


Рисунок 2.2 - Растр

### 2.3.7 Розрахунок параметрів стану для повірки пристрою

Проведемо розрахунок основних геометричних параметрів пристосування для повірки пристрою виходячи з рисунку 3.3.

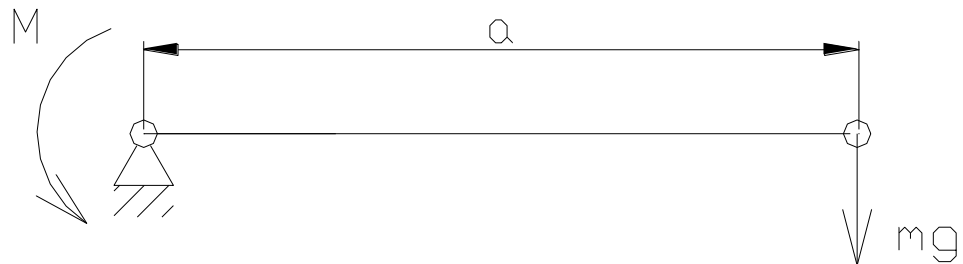


Рисунок 2.3 - Схема розрахунку пристосування для повірки пристрою

Як бачимо з рисунку 3.3 крутний момент  $M$  створюється за допомогою важеля з підвісним вантажем масою  $m$ . Виходячи з цього ми можемо записати передаточну функцію пристосування:

$$M(m) = a \cdot m \cdot g$$

де  $m$  – маса підвісного вантажу, кг;

$a$  – геометричні розміри плеча пристосування, м;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9.8 \frac{м}{с^2}$ .



Для того, щоб перевірити пристрій, потрібно, щоб похибка задавання еталонного навантаження була на порядок нижчою за максимально допустиму похибку повірюваного пристрою, тобто:

$$\varepsilon_e \leq 0.1 \cdot \varepsilon_n$$

де  $\varepsilon_e$  – відносна похибка задавання еталонного навантаження пристосіблення;

$\varepsilon_n$  – відносна похибка вимірювання пристрою.

Абсолютну похибку задавання еталонного навантаження крутного моменту  $\Delta M$  ми можемо знайти за формулою:

$$\Delta M = M_{\max} \cdot \varepsilon_e$$

де  $M_{\max}$  – максимальне навантаження яке може задати пристосіблення,

$$M_{\max} = 0.5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З іншого боку абсолютну похибку задавання еталонного навантаження ми можемо знайти за формулою:

$$\Delta M = \Delta a \cdot m \cdot g + \Delta m \cdot a \cdot g$$

де  $\Delta a$  – абсолютна похибка прикладання зусилля навантаження до плеча коромисла (технологічна точність виготовлення плеча), м;

$\Delta m$  – похибка маси зразкових гир, кг.

Виходячи з вищенаведених формул ми можемо записати таку нерівність:

$$M_{\max} \cdot 0.1 \cdot \varepsilon_n \geq \Delta a \cdot m \cdot g + \Delta m \cdot a \cdot g$$

З конструктивних міркувань приймемо максимальну масу підвісного вантажу рівною  $m=0.5$  кг.

Отже тепер знаючи певні параметри пристосування, ми можемо з вищенаведеної нерівності знайти мінімальні довжини пліч важеля, щоб виконувалась умова забезпечення точності задавання еталонного навантаження і при необхідності проведемо корекцію параметрів:

$$a \geq \frac{\Delta a \cdot m \cdot g - M_{\max} \cdot 0.1 \cdot \varepsilon_n}{\Delta m \cdot g}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$a \geq \frac{0.05 \cdot 10^{-3} \cdot 0.5 \cdot 9.8 - 0.5 \cdot 0.1 \cdot 0.002}{0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8} = 0.079 \text{ м.}$$

Отже приймаємо значення  $a=100$  мм.

Отже тепер ми маємо основні геометричні параметри контрольного пристосування для перевірки установки, які забезпечують задану точність еталонного навантаження.

## 2.4 Розрахунок похибки вимірювання приладу

На точність вимірювання крутного моменту будуть впливати багато факторів: теплове розширення матеріалу пружини, точність виготовлення пружини, похибка відліку кута повороту фотодавачем та похибка викликана неспіввісністю валів редуктора і вузла навантаження. Похибку, що виникає внаслідок теплового розширення матеріалу пружини від температури можна не враховувати, так як у розрахунках допуск на довжину стрічки пружини набагато більший за її температурну деформацію. Тому похибка вимірювання буде:

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_\theta + \varepsilon_H$$

де  $\varepsilon_n$ - похибка викликана неточністю виготовлення пружини;

$\varepsilon_\theta$ - похибка відліку кута повороту фотодавачем;

$\varepsilon_H$ - похибка викликана неспіввісністю валів.

Похибкою викликаною неточністю виготовлення балки ми задались у пункті 3.3 даної записки для якої пораховано точність виготовлення робочої частини пружини і відповідно  $\varepsilon_{\text{п}}=0.1\%$ .

Похибка відліку кута повороту фотодавачем становить  $\varepsilon_{\text{д}}=0.16\%$ .

Похибку від непостійності плеча прикладання зусилля навантаження на вал викликану викликана неспіввісністю валів знаходимо за формулою:

$$\varepsilon_t = \frac{2 \cdot \Delta d}{d} \cdot 100\%$$

де  $\Delta d$ - величина неспіввісності валів та радіального биття вузла навантаження;

$d$ - діаметр по якому передається крутний момент на вал редуктора.

$$\varepsilon_{\text{н}} = \frac{2 \cdot 0.1}{32} \cdot 100\% = 0.63\%$$

Тоді загальна похибка вимірювання буде становити:

$$\varepsilon = 0.1 + 0.16 + 0.63 = 0.89 \%$$

## 2.5 Повірка приладу

Даний розділ встановлює методику первинної і періодичної повірки установки. Періодичну повірку здійснюють територіальні органи Держстандарту кожного кварталу. При проведенні повірки повинні бути виконані наступні операції:

- 1) перевірка укомплектності, маркування і зовнішнього вигляду;
- 2) перевірка пристрою контролю напруги живлення і дієздатності органів керування;
- 3) контроль основної відносної похибки при вимірі крутного моменту.

При негативних результатах однієї з операцій повірки повірка припиняється. При проведенні повірки повинні застосовуватися нижчеперелічені зразкові засоби вимірів і допоміжне устаткування:

- 1) зразкові гирі;

2) пристосування для установки гир на вихідному валу вузла навантаження;

При проведенні перевірки повинні бути дотримані наступні умови:

- 1) температура навколишнього повітря  $(20 \pm 2)^\circ\text{C}$ ;
- 2) відносна вологість до 80%;
- 3) напруга зовнішнього джерела живлення  $(220 \pm 5)$  В.

Прилад та засоби для перевірки повинні бути підготовлені до роботи відповідно до їх експлуатаційної документації.

При проведенні перевірки повинні дотримуватися вимоги техніки безпеки при роботі з електроустановками.

При випробуванні приладу перевіряється дія органів керування і справність джерела живлення.

Контроль відносної похибки виміру крутного моменту проводиться методом приведеним на рисунку 6.1. На вихідний вал вузла навантаження повірюваного приладу 2 жорстко кріпиться додаткове пристосування 1 для установки на ньому зразкових гир 5 масою до 500 г. Встановлені гирі 5 через плече довжиною 10 см встановлюються в чашу 4. При відхиленні довжини плеча  $\pm 0.05$  мм і маси гир навантаження  $\pm 0.5$  г, похибка задання еталонного навантаження крутного моменту буде становити 0.00098 Н·м або 0.05 % від діапазону вимірювання Після того запускається в дію вузол навантаження і за показами фотодавача кута повороту реєструється кут закрутки еталонної спіральної пружини при досягненні плеча повірочного пристосування 1 горизонтального положення, яке відслідковується рівнем 3.

Виміри проводяться не менше як у п'яти-десяти рівномірно розподілених у всьому діапазоні точках. При визначенні результатів перевірки приймається до уваги температура навколишнього середовища, від якої залежить модуль пружності матеріалу еталонної пружини та величина земного тяжіння. Різниця показів між очікуваними результатами та показами приладу не повинна перевищувати заданої абсолютної похибки.

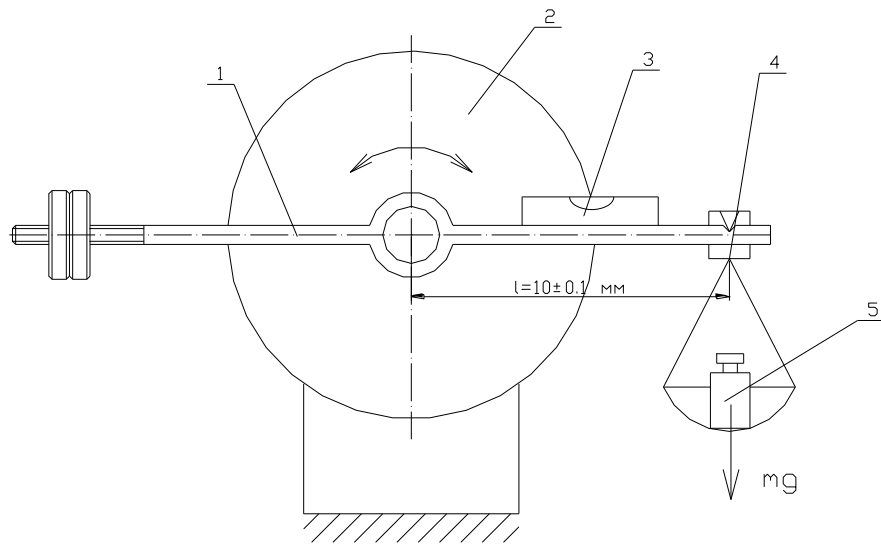


Рисунок 2.4 Схема повірки приладу

Позитивні результати повірки оформляються видачею посвідчення про повірку, засвідченого нанесенням повірювального клейма з датою повірки.

При негативних результатах повірки прилад до роботи не допускається.

### 3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Дослідження моменту зрушення механізмів (редукторів) у двомасовій системі

Механічну частину механізму можна представити двомасовою системою із зазором (Рис. 3.1)

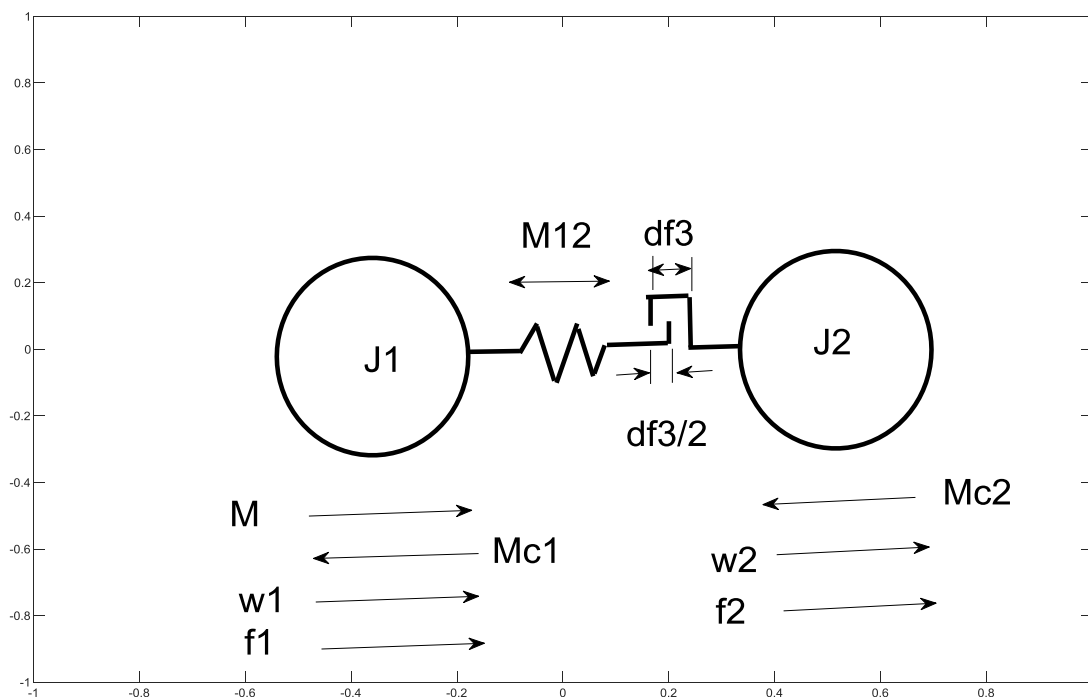


Рисунок 3.1 - Структурна схема двомасової розрахункової схеми із зазором

Перша маса характеризується моментом інерції  $J_1$ , на яку діють момент двигуна  $M$  та статичний момент  $M_{c1}$ . На другу масу, яка має момент інерції  $J_2$ , діє статичний момент  $M_{c2}$ . Процес запуску електроприводу як правило проходить в три етапи:

1. Вибір зазору, тобто рух тільки першої маси;
2. Зрушення другої маси;
3. Сумісний рух двох мас.

В цілому систему можна описати як:

$$J_1 \frac{dw_1}{dt} = M - M_{12} - M_{c1}$$

$$J_2 \frac{dw_2}{dt} = M_{12} - M_{c1}$$

$$\frac{dM_{12}}{dt} = c_{12}(w_1 - w_2)$$

де  $w_1, w_2$  – кутові швидкості першої і другої мас відповідно.

1) *Вибір зазору.* Елементи механічної частини (шестерні редуктора, муфти тощо) можуть мати механічні зазори, обумовлені неточністю виготовлення деталей чи їх зносом. Зазор може бути вибраним (замкненим), якщо всі деталі щільно дотикаються одна до одної, або розімкненим, частково чи повністю. В останньому випадку окремі групи елементів рухаються незалежно. Наявність зазорів негативно впливає на рух механічної частини, так як призводить до ударів, інтенсивного зносу елементів та зниженню точності керування. Якщо зазор повністю розімкнено (найгірший випадок), то при реактивному статичному моменті  $M_{c2}$  друга маса залишається нерухомою, а перша маса стрімко набирає швидкість під дією моменту двигуна ( $M_{c1} \approx 0, M_{12} = 0$ )

$$M = M = const$$

До удару з другою масою перша маса досягає швидкості

$$\omega_{lnoch} = 2\varepsilon \cdot \Delta f$$

2) *Зрушення другої маси.* При ударі, тобто при замиканні зазору, друга маса залишається нерухомою поки пружний момент  $M_{12}$  не стане більше статичного моменту  $M_{c2}$ , тому швидкість першої маси ще збільшується до  $\omega_{lnoch}$ .

3) *Сумісний рух двох мас.* Після зрушення другої маси динамічне навантаження визначається пружним моментом.

Структурна схема даної двомасової системи (S-модель в середовищі MATLAB показана на Рис. 3.2.

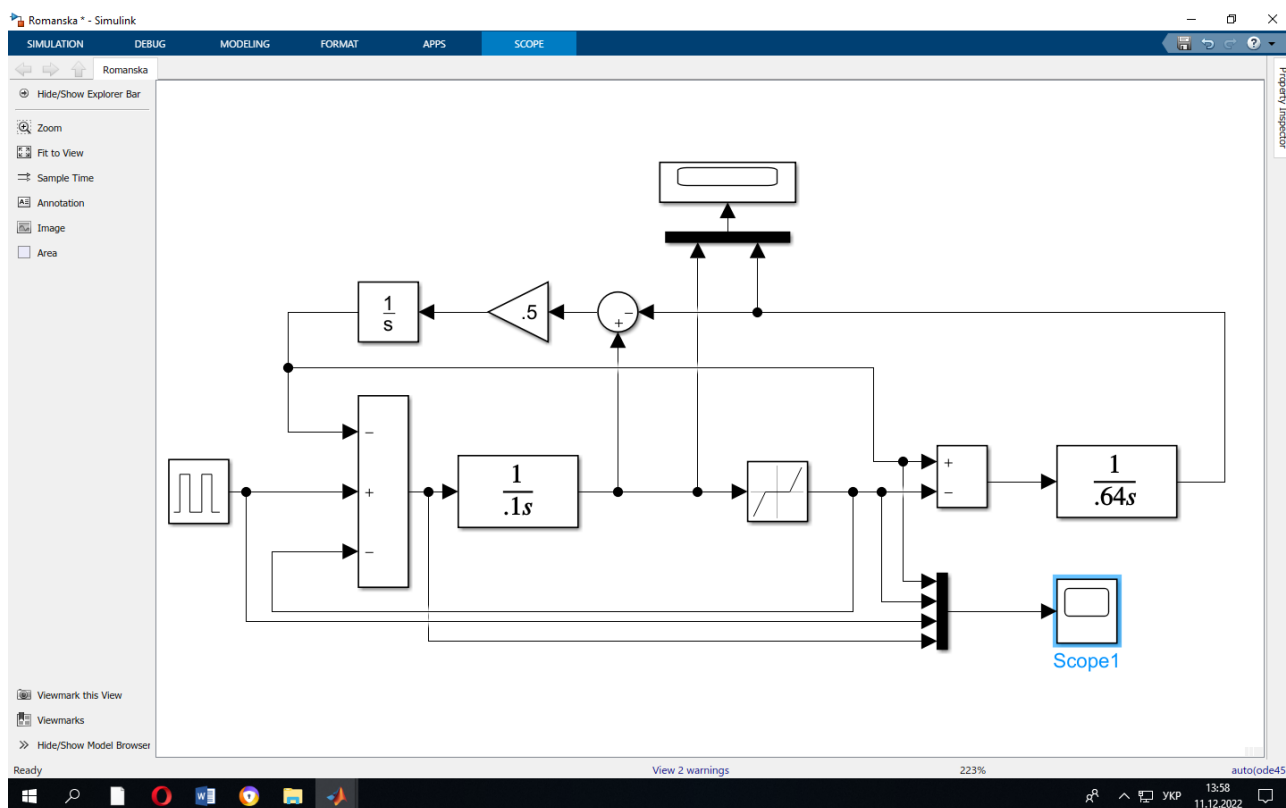
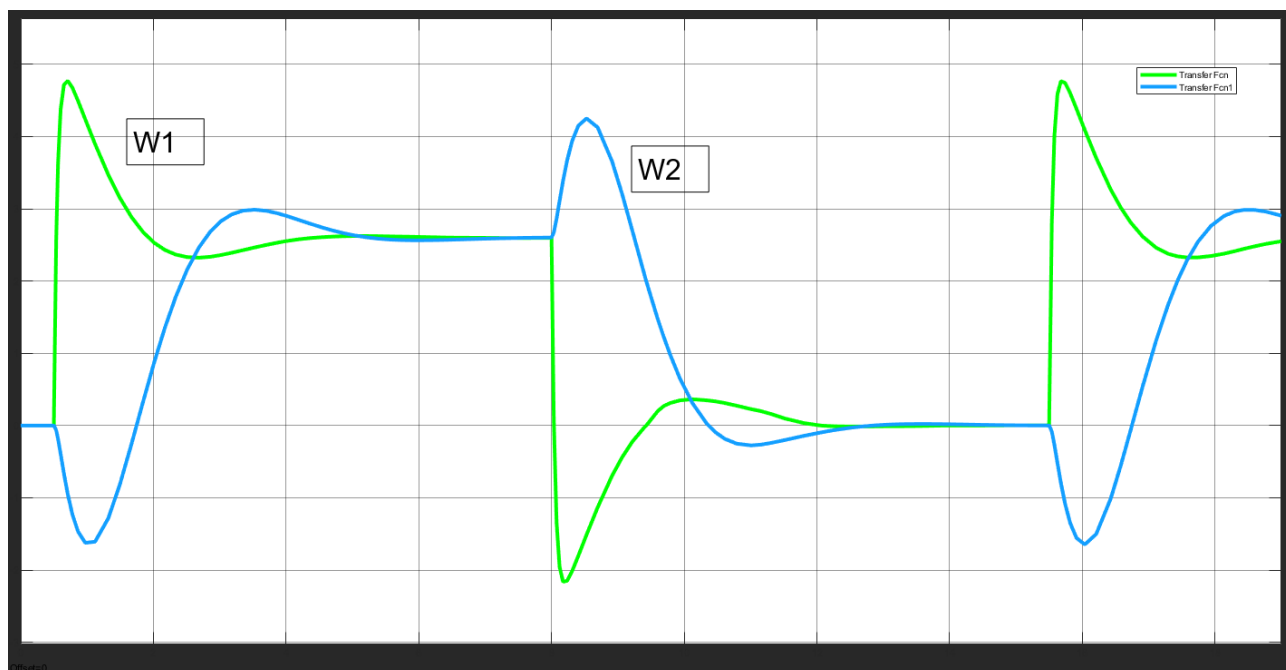


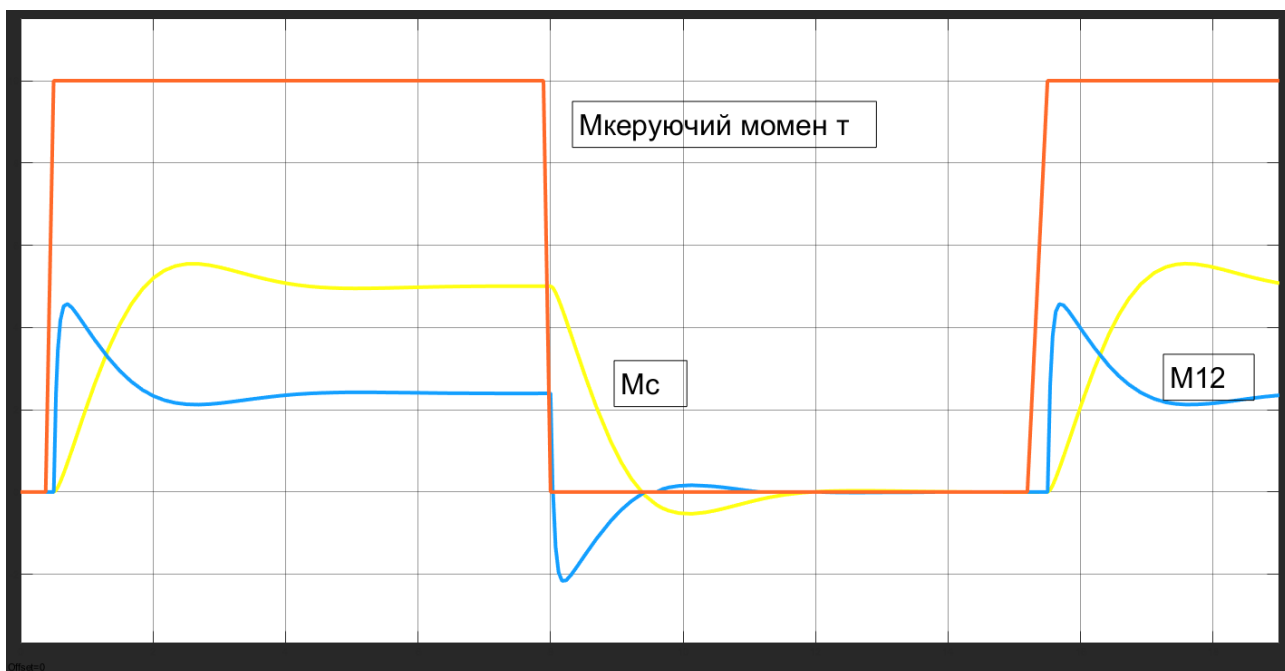
Рисунок 3.2 - Структурна схема двомасової системи

### 3.2 Результати моделювання

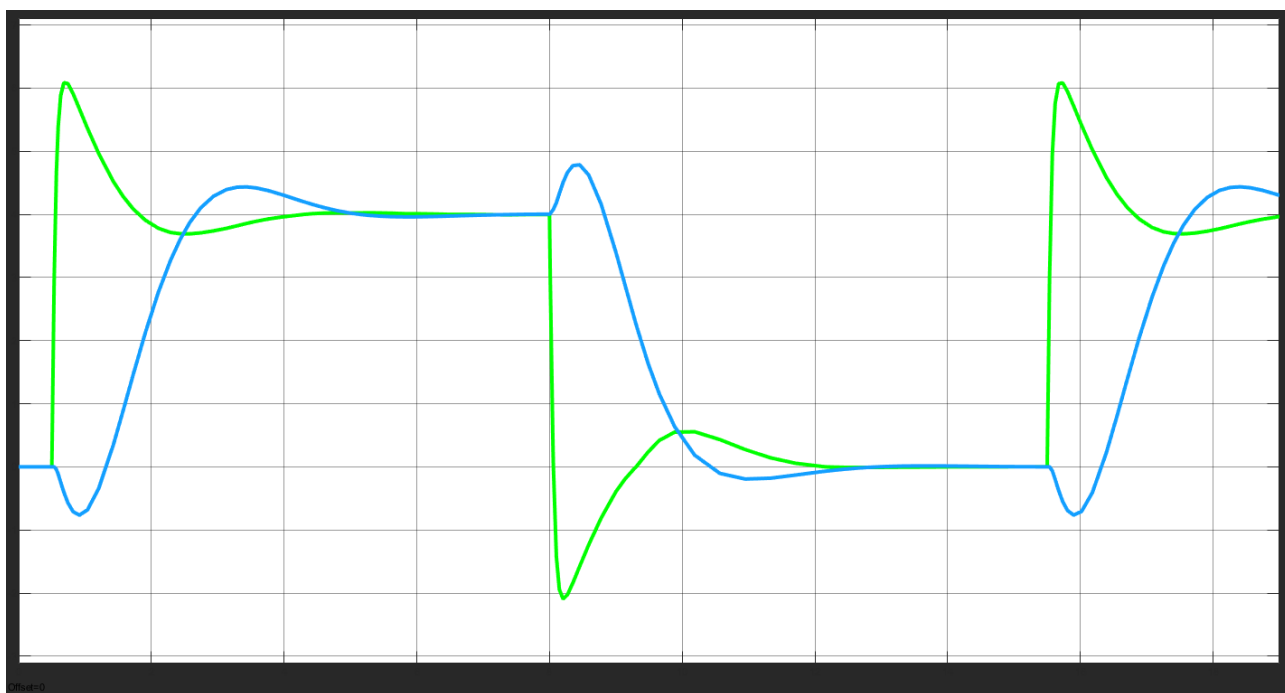




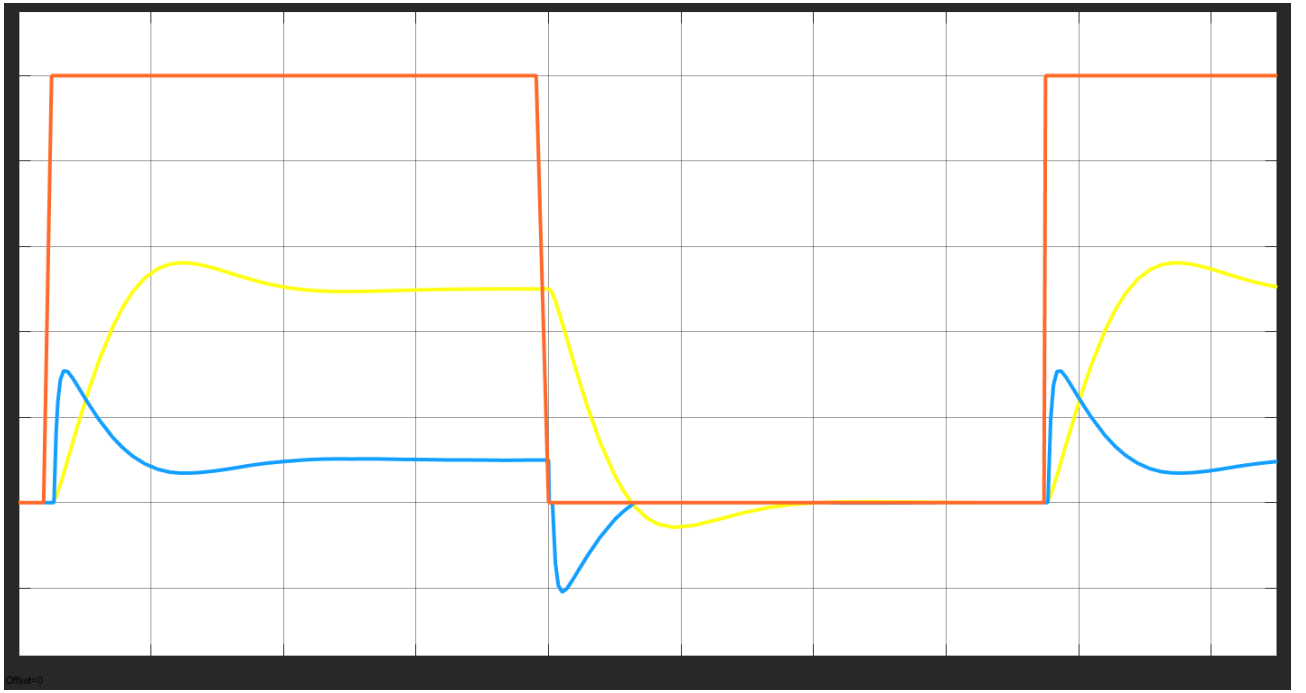
а)



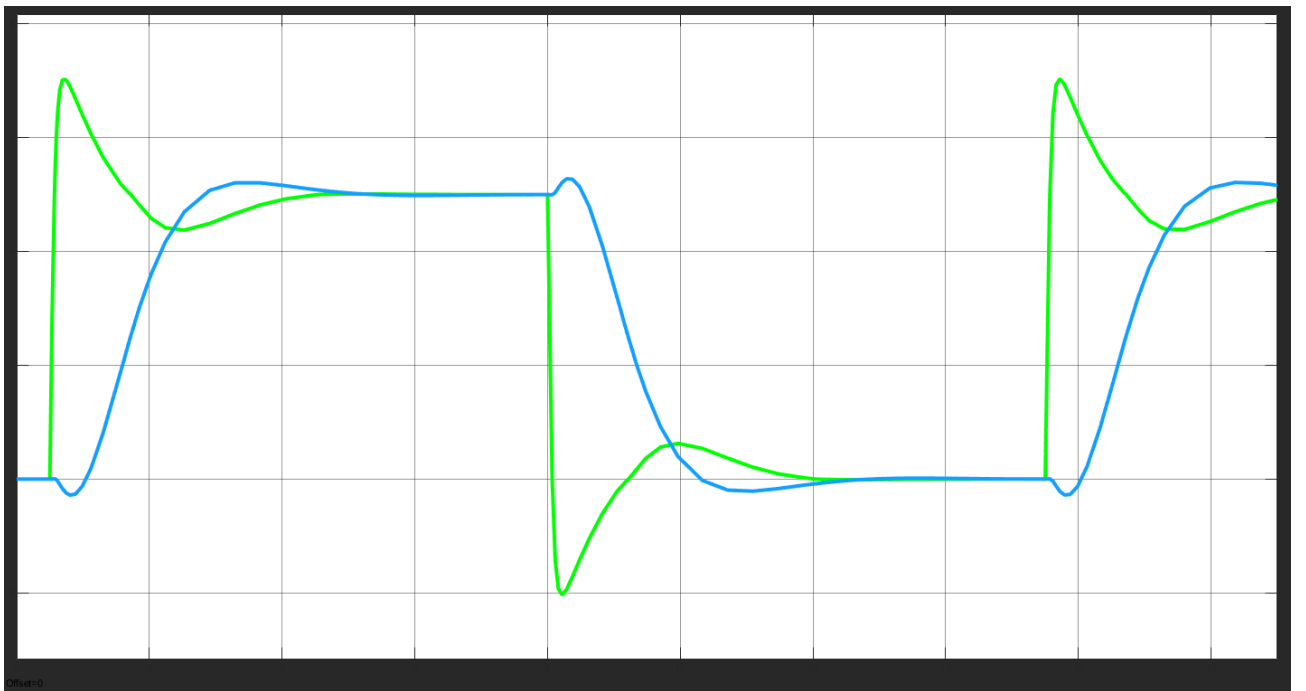
б)



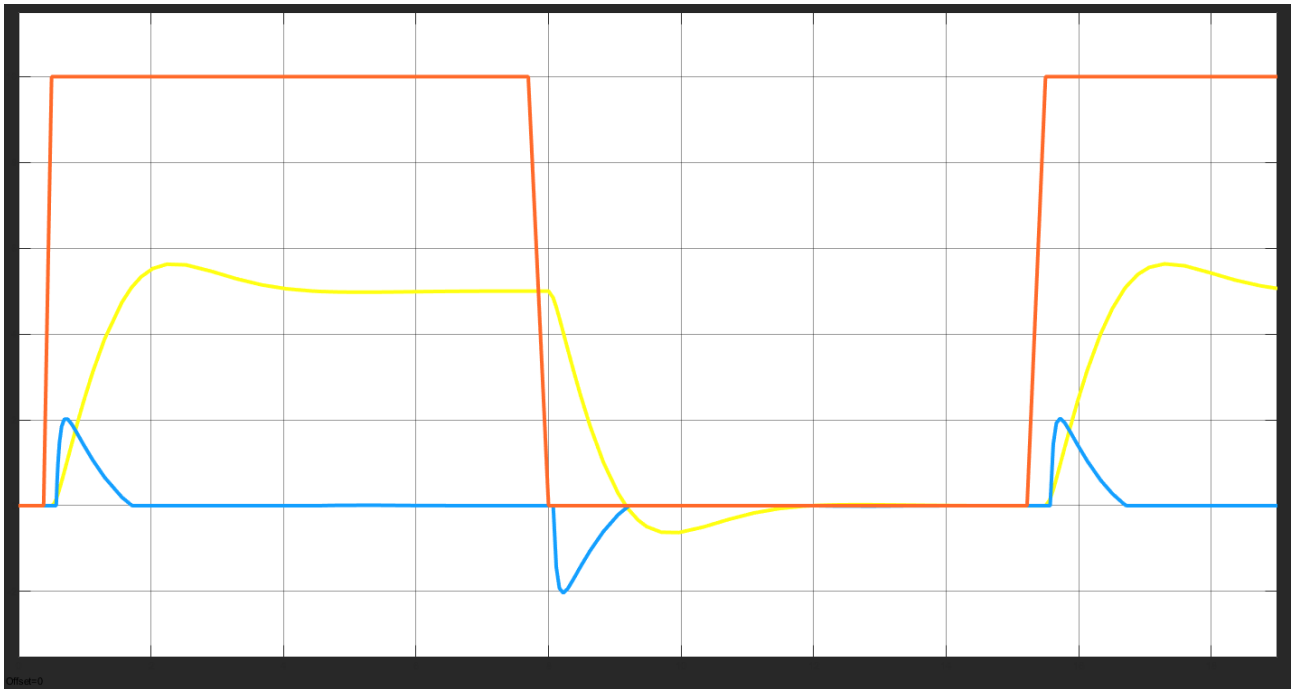
в)



г)



д)



е)

Рисунок 3 - Результати моделювання: а), в), д) - швидкості першої (зеленим) та другої маси (синім); б), г), е) – моменти - М (червоним), М12 (жовтим) та Мс (синім) за різних обставин (величини зазору) зрушення другої маси

#### Висновок

Дана модель дозволяє досліджувати двомасові системи з різними динамічними властивостями та конструктивними особливостями.

## 4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

### 4.1 Аналіз об'єкту вимірювання і технічних вимог до метрологічних параметрів системи

У нашому випадку проводиться контроль моменту зрушення швидкохідного валу редуктора методом поступового збільшення навантаження крутним моментом через проміжну вимірювальну пружину, а це значить, що потрібно виміряти кут закрутки даної пружини. Точність задавання даного навантаження фотодавачем кута повороту при максимальному куті закрутки  $90^\circ$  і крутному моменту  $0.5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  становить не більше  $0.005 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Як бачимо, нам потрібно виміряти довжину кола з точністю  $0.2 \text{ мм}$ . У даному приладі використовується растровий давач переміщення, тому вхідним сигналом про переміщення у нас є сигнал з фотодавача пилкоподібної форми з максимальною амплітудою  $0.25 \text{ В}$ . Найпростішим і найоптимальнішим варіантом у даному випадку буде підсилення сигналу з фотодавача і перетворення його у імпульсну напругу. Дану імпульсну напругу можна передати без спотворень на реверсний лічильник кількості імпульсів, а з нього на мікроЕОМ. Перевагою даного методу є те, що процес вимірювання можна проводити з різною швидкістю без зміни похибки вимірювання (верхня межа швидкості вимірювання обмежується лише максимальною швидкістю відліку лічильника імпульсів), низька ступінь функціональної складності вимірювального модуля, низьке енергоспоживання та тепловиділення, відсутність у необхідності гальванічної розв'язки, висока надійність та завадостійкість від впливу зовнішнього середовища та низький рівень шумів від впливу інших вузлів. Використання мікроЕОМ у даній системі дозволить спростити її схемну конструкцію, а за допомогою програмного забезпечення значно розширити можливості приладу, зокрема керування роботою крокового двигуна приводу навантаження.

## 4.2 Опис структурної схеми і алгоритму функціонування системи

На рис. 4.1 представлена структурна схема системи, що складається з таких основних складових: виконавчого крокового двигуна, блоку керування кроковим двигуном, двох проміжних реле, що вмикають два пневмоциліндра приводу подачі вимірювального вузла та фіксації контрольованого редуктора, транзисторних ключів, що керують роботою проміжних реле, блоку ручного вводу інформації оператором (клавіатура), блоку відображення результатів роботи (динамічна індикація), паралельного інтерфейсу, що спряжує блоки вводу і виводу інформації з мікроЕОМ, двох фотодавачів, двох підсилювачів аналогових сигналів від фотодавачів, двох компараторів, що перетворюють аналоговий сигнал від фотодавачів у імпульсну напругу.

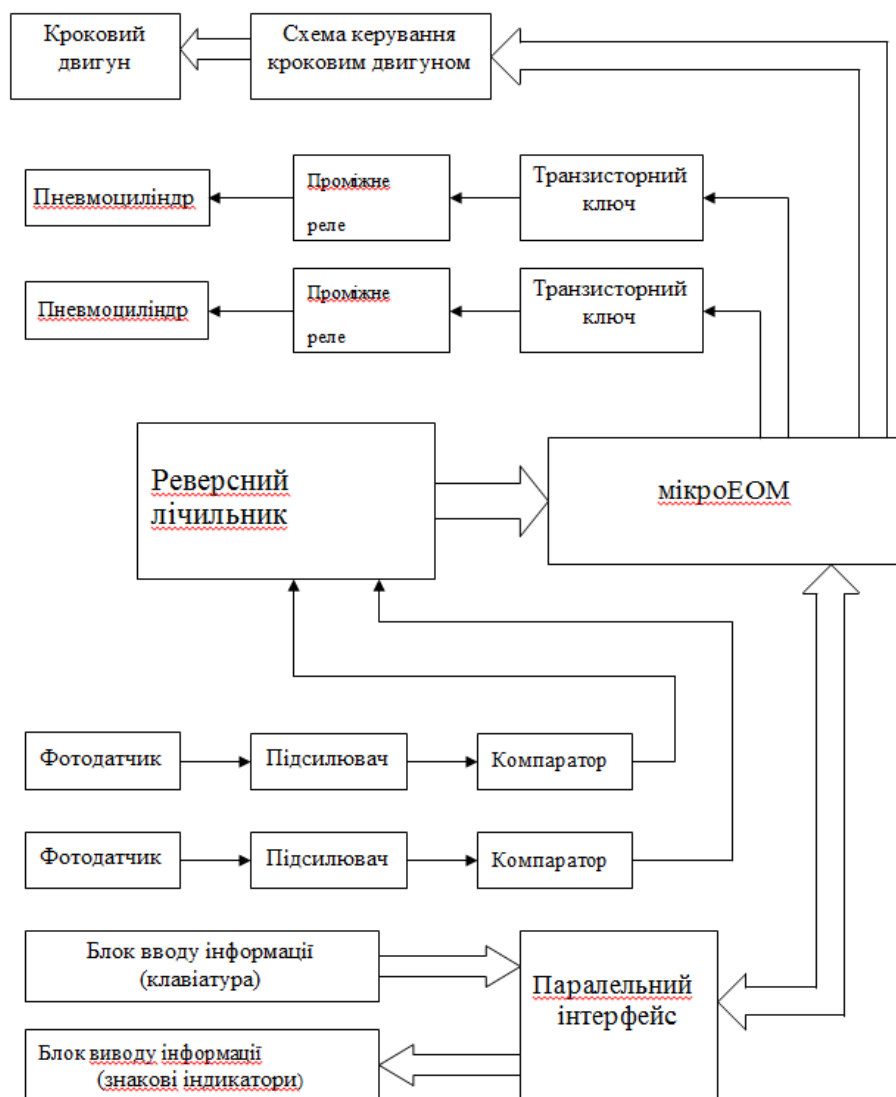


Рисунок 4.1 - Структурна схема електричної схеми приладу

Робота системи полягає в наступному: мікроЕОМ через блок керування вмикає кроковий двигун, який в свою чергу приводить в рух механізми приводу навантаження. Також мікро-ЕОМ через транзисторні ключі керує роботою проміжних реле, що в свою чергу вмикають пневмоциліндр подачі вимірювального вузла на вимірювальну позицію чи пневмозахоплювачі контрольованого редуктора. Сигнали від фотодавачів поступають на підсилювачі, де підсилюються до заданого рівня і за допомогою компараторів перетворюються у імпульси прямокутної форми, що передаються на вхід лічильника. Через паралельний інтерфейс мікроЕОМ виводить текучу інформацію на динамічну індикацію, а також приймає керування з клавіатури оператором.

#### 4.3 Опис роботи принципової схеми системи

Електрична схема приладу складається з таких основних вузлів: блоку обробки інформації і блоку вводу інформації, блоку відображення інформації, блоку давачів і блоку виконавчих механізмів.

В основі блоку обробки інформації є однокристална мікроЕОМ (мікросхема DD6). З портів P0.0-P0.7 мікроЕОМ через паралельний інтерфейс DD7 сканує клавіатуру зібрану на кнопках K1-K4 для керування роботою приладу і виводить на динамічну індикацію текучу інформацію про результат роботи та вимірювання. Динамічна індикація, зібрана на мікросхемах DA5-DA8, керується транзисторними ключами зібраними на транзисторах VT9-VT12, що по чергово вмикають один з індикаторів DA5-DA8. Сегменти індикаторів вмикає однокристална мікроЕОМ через паралельний інтерфейс DD7 і буфер DD8. З портів P3.0-P3.3 мікроЕОМ керує роботою схеми керування кроковим двигуном DV1. Схема керування кроковим двигуном зібрана на транзисторах VT1-VT6 і мікросхемах DD1 і DD2. Розглянемо роботу даної схеми керування кроковим двигуном. Керуючий код з порта мікроЕОМ P3.0-P3.3 поступає на інвертор DD1, а з нього на транзисторні ключі, зібрані на транзисторах VT1-VT4. Транзисторні ключі в свою чергу вмикають у заданій послідовності обмотки крокового двигуна DV1. Через порти P1.6-P1.7

мікроЕОМ запускає схеми керування виконавчими механізмами приладу. Схеми керування складаються з двох інверторів DD1 і двох транзисторних ключів, що керують роботою проміжних реле P1-P2, які в свою чергу вмикають виконавчі механізми: пневмоциліндр подачі і пневмозахоплювач. Розглянемо роботу схеми обробки сигналу від фотодавача: сигнал від фотодавача VD11 поступає на вхід підсилювача зібраного на мікросхемі DA1, де підсилюється. Пілкоподібна напруга з виходу підсилювача поступає на вхід компаратора DA3, звідки вже виходять імпульси прямокутної форми, що йдуть на вхід лічильника імпульсів "+1" зібраного на мікросхемах DD3-DD5. Аналогічним чином працює схема зібрана на мікросхемах DA2 і DA4, тільки сигнал з неї поступає на вхід "-1".

#### 4.4 Розрахунок параметрів схеми

Проведемо розрахунок елементів схеми.

Підберемо транзистори:

а) для ключів вмикання електромагнітних реле транзистори VT7 і VT8 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кmax} > I_n, \quad U_{кеmax} > U_{ж},$$

де  $I_n$  – струм, що споживає обмотка реле;

$U_{ж}$ - напруга живлення,  $U_{ж.}=15$  В.

У нашому випадку реле комутують струм силою 0.2 А і напругу 27 В. З довідника вибираємо реле типу РЭС-91 паспорт РФО.452.100 зі струмом спрацювання 30 мА. Отже вибираємо транзистори VT7 і VT8 типу КТ815В з такими параметрами:  $U_{кеmax}=70$  В,  $I_{кmax}=1.5$ А,  $h_{21э} \geq 40$ .

б) для ключів вмикання знакових індикаторів транзистори VT9-VT12 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кmax} > I_n, \quad U_{кеmax} > U_{ж},$$

де  $I_n$  – струм, споживаний індикатором,  $I_n=0.02$  А;

$U_{ж}$ - напруга живлення,  $U_{ж.}=5$  В.

Вибираємо транзистори VT9-VT12 типу КТ361Ж з такими параметрами:  
 $U_{кmax}=10$  В,  $I_{кmax}=0.05$  А,  $h_{21Э}=50...350$ .

в) для ключів комутації обмоток крокового двигуна DV1 транзистори VT1-VT4 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кmax} > I_H, \quad U_{кmax} > U_{ж},$$

де  $I_H$  – струм, що споживає обмотка,  $I_H=1$  А;

$U_{ж}$ - напруга живлення,  $U_{ж.}=27$  В.

Вибираємо транзистори VT1-VT4 типу КТ814Б з такими параметрами:  
 $U_{кmax}=60$  В,  $I_{кmax}=1.5$  А,  $h_{21Э} \geq 40$ .

г) транзистори VT5-VT6 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кmax} > 4 \cdot I_H, \quad U_{кmax} > U_{ж},$$

де  $I_H$  – струм, що споживає обмотка,  $I_H=1$  А;

$U_{ж}$ - напруга живлення,  $U_{ж.}=27$  В.

Вибираємо транзистори VT5-VT6 типу КТ819Б з такими параметрами:  
 $U_{кmax}=60$  В,  $I_{кmax}=10$  А,  $h_{21Э} \geq 40$ .

Знайдемо опори резисторів баз транзисторів, що вмикають знакові індикатори. Для повного насичення транзистора струм бази повинен становити:

$$I_b > I_{бнас} = \frac{I_k}{h_{21Э}}$$

де  $I_b$ - струм бази, А;

$I_k$ - струм колектора,  $I_k=0.02$  А;

$h_{21Э}$ - коефіцієнт підсилення транзистора,  $h_{21Э}=50$ .

$$I_b > I_{бнас} = \frac{0.02}{50} = 0.0004$$

Опір резистора знаходимо за формулою:

$$R_b = \frac{U_{ж} - 0.6}{I_b}$$



де  $U_{\text{ж}}$ - напруга живлення,  $U_{\text{ж}}=5$  В.

Підставивши числові значення отримаємо:

$$R_{\phi} = \frac{5 - 0.6}{0.0004} = 11000 \text{ Ом.}$$

Вибираємо опори резисторів R50-R53 з ряду стандартних значень рівними 10 кОм.

Знайдемо опір резистора зворотного зв'язку R19 підсилювача DA1 з формули:

$$K = 1 + \frac{R19}{R17}$$

де  $k$ - коефіцієнт підсилення підсилювача, що визначається за формулою:

$$K = \frac{U_{\text{вих}}}{U_{\text{вх}}}$$

де  $U_{\text{вих}}$ - напруга на виході підсилювача,  $U_{\text{вих}}=5$  В;

$U_{\text{вх}}$ - напруга на вході підсилювача,  $U_{\text{вх}}=0.25$  В;

Отже маємо вихідну формулу для знаходження значення резистора R19 підсилювача DA1:

$$R19 = \left( \frac{U_{\text{вих}}}{U_{\text{вх}}} - 1 \right) \cdot R17$$

Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$R19 = \left( \frac{5}{0.25} - 1 \right) \cdot 1000 = 19000$$

Отже, приймаємо значення R19 з ряду стандартних значень рівним 18 кОм. В зв'язку з тим, що параметри фотодіодів мають певний розкид, для більш точної настройки підсилювача, послідовно з резистором R19 в коло поставимо підлаштувальний резистор R20 опором 4.7 кОм.

Так як схема включення другого фотодавача аналогічна попередній схемі, то і аналогічним чином приймаємо значення резисторів R27 і R28.

Знайдемо опори резисторів баз транзисторів, що комутують обмотки крокових двигунів. Для повного насичення транзистора струм бази повинен становити:

$$I_{\text{б}} > I_{\text{бнас}} = \frac{I_{\text{к}}}{h_{21\text{Э}}}$$

де  $I_{\text{б}}$ - струм бази, А;

$I_{\text{к}}$ - струм колектора,  $I_{\text{к}}=1$  А;

$h_{21\text{Э}}$ - коефіцієнт підсилення транзистора,  $h_{21\text{Э}}=40$ .

$$I_{\text{б}} > I_{\text{бнас}} = \frac{1}{40} = 0.025 \text{ А}$$

Опір резистора знаходимо за формулою:

$$R_{\text{б}} = \frac{U_{\text{ж}} - 0.6}{I_{\text{б}}}$$

де  $U_{\text{ж}}$ - напруга живлення,  $U_{\text{ж}}=27$  В.

Підставивши числові значення отримаємо:

$$R_{\text{б}} = \frac{27 - 0.6}{0.025} = 1056 \text{ Ом}$$

Вибираємо опори резисторів R5-R8 з ряду стандартних значень рівними 1 кОм.

Знайдемо опір резистора бази транзистора VT6. Для повного насичення транзистора струм бази повинен становити:

$$I_{\text{б}} > I_{\text{бнас}} = \frac{I_{\text{к}}}{h_{21\text{Э}}}$$

де  $I_{\text{б}}$ - струм бази, А;

$I_{\text{к}}$ - струм колектора,  $I_{\text{к}}=4$  А;

$h_{21\text{Э}}$ - коефіцієнт підсилення транзистора,  $h_{21\text{Э}}=80$ .

$$I_{\sigma} > I_{\text{бнас}} = \frac{4}{80} = 0.05 \text{ А}$$

Опір резистора знаходимо за формулою:

$$R_{\sigma} = \frac{U_{\text{ж}} - 0.6}{I_{\sigma}}$$

де  $U_{\text{ж}}$ - напруга живлення,  $U_{\text{ж}}=5 \text{ В}$ .

Підставивши числові значення отримаємо:

$$R_{\sigma} = \frac{5 - 0.6}{0.05} = 88 \text{ Ом.}$$

Вибираємо опір резистора R12 з ряду стандартних значень рівними 75 Ом.

Знайдемо опори резисторів баз транзисторів, що комутують обмотки проміжних реле P1-P2. Для повного насичення транзистора струм бази повинен становити:

$$I_{\sigma} > I_{\text{бнас}} = \frac{I_{\text{к}}}{h_{21\text{Э}}}$$

де  $I_{\sigma}$ - струм бази, А;

$I_{\text{к}}$ - струм колектора,  $I_{\text{к}}=0.03 \text{ А}$ ;

$h_{21\text{Э}}$ - коефіцієнт підсилення транзистора,  $h_{21\text{Э}}=40$ .

$$I_{\sigma} > I_{\text{бнас}} = \frac{0.03}{40} = 0.00075 \text{ А}$$

Опір резистора знаходимо за формулою:

$$R_{\sigma} = \frac{U_{\text{ж}} - 0.6}{I_{\sigma}}$$

де  $U_{\text{ж}}$ - напруга живлення,  $U_{\text{ж}}=15 \text{ В}$ .

Підставивши числові значення отримаємо:

$$R_0 = \frac{15 - 0.6}{0.00075} = 19200 \text{ Ом.}$$

Вибираємо опори резисторів R34, R36 з ряду стандартних значень рівними 18 кОм.

#### 4.5 Аналіз і оцінка похибки схеми

В даній електричній схемі проводиться відлік кількості імпульсів, що відповідають певному куту повороту. При роботі лічильника зовнішніх подій вміст регістра лічильника інкрементується у відповідь на перехід з логічного нуля на логічну одиницю сигналу на лічильному вході лічильника. Щоб визначити похибку вимірювання, розглянемо два випадки на рисунку 4.2.

Як бачимо, у першому випадку лічильник починає відлік коли вузол навантаження повернеться на кут  $\varphi_1$ , а у другому випадку на кут  $\varphi_2$ . Звідси бачимо, похибка відліку на старті лічильника буде рівна  $\Delta_1$ . Максимальне значення похибки відліку на старті буде рівне довжині одного імпульсу. Аналогічну ситуацію між двома випадками ми бачимо при зупинці лічильника: похибка відліку при зупинці лічильника буде рівна  $\Delta_2$ . Максимальне значення похибки відліку  $\Delta_2$  буде рівне також довжині одного імпульса. Похибка підсилення електричного сигналу від фотодавача підсилювачем при наявності у схемі підсилювача підлаштування коефіцієнта підсилення і напруги зміщення в порівнянні з похибками  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$  буде незначною, тому їх до уваги приймати не будемо. Отже абсолютна похибка вимірювання  $\Delta$  буде рівною двом імпульсам, що відповідає кутовому переміщенню вузла навантаження  $0.14^\circ$ . Відносну похибку вимірювання ми можемо знайти за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{N} \cdot 100\%$$

де N- кількість підрахованих імпульсів.

$$\varepsilon = \frac{2}{1256} \cdot 100\% = 0.158\%$$

Як бачимо з вищенаведеної формули похибка вимірювання кута повороту буде рівною 0.16%.

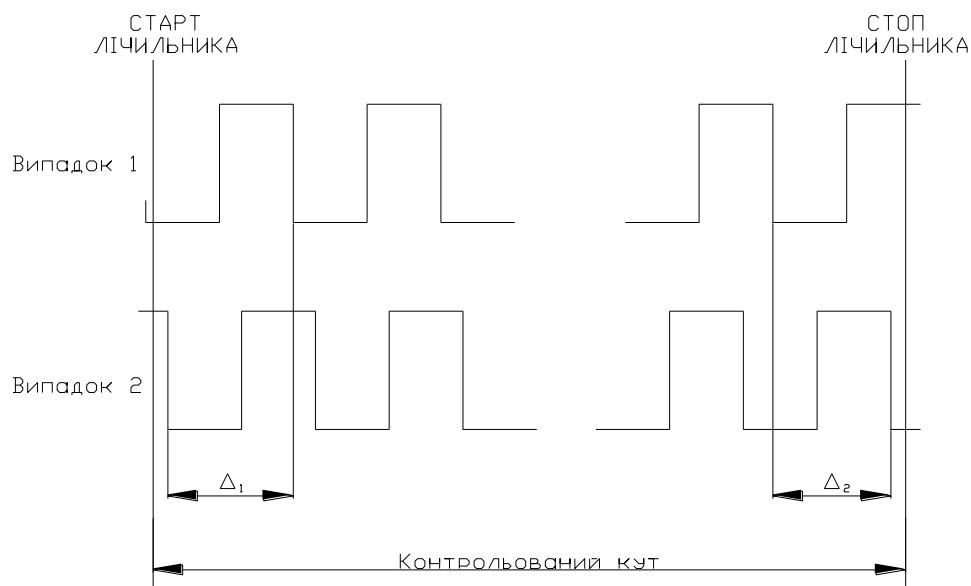


Рисунок 4.2 - Схема для визначення похибки відліку кута повороту

#### 4.6 Опис роботи програми

Коротко нагадаємо про мікроЕОМ, що керує роботою системи і для якої написана програма. Це восьмирозрядна високопродуктивна однокристална мікро-ЕОМ (ОМЕОМ) КМ1816ВЕ751, що виконана по високоякісній n-МОП технології. Дана ОМЕОМ має ППЗУ зі стиранням ультрафіолетовим випромінюванням і зручна на етапі розробки системи при відлагоджуванні програми, а також при виробництві невеликими партіями або при створенні систем, що вимагають в процесі експлуатації періодичного підлаштування. За рахунок використання зовнішніх мікросхем пам'яті загальний об'єм пам'яті програм може бути розширений до 64 Кбайт.

Також ОМЕОМ має всі вузли, необхідні для автономної роботи:

- 1) центральний восьмирозрядний процесор;
- 2) пам'ять програм об'ємом 4096 байт;
- 3) пам'ять даних об'ємом 128 байт;
- 4) чотири восьмирозрядних програмованих канали вводу-виводу;
- 5) два 16-бітових багаторежимних таймери/лічильники;
- 6) систему переривань з п'ятьма векторами і двома рівнями;

7) послідовний інтерфейс;

8) тактовий генератор.

Система команд ОМЕОМ містить 111 базових команд з форматом 1, 2 або 3 байта.

Нижче на рис.3 приведені алгоритм роботи програми та її опис для ОМЕОМ нашого приладу. Програма відлагоджена та прокомпільована на програмному забезпеченні FD51. У додатку приведений роздрук відтрансльованої програми.

Опис програми:

0000-0007 – установка початкових умов

0009-000С- опитування клавіші “Початок роботи”

000F – включити пневмоциліндр фіксації редуктора

0011 – підпрограма затримки на 2 с

0013 – включити пневмоциліндр подачі на вимірювальну позицію

0015 – підпрограма затримки на 2 с

0017- запуск лічильника імпульсів

001С-звернення до підпрограми повороту двигуна на n кроків вправо

001Е- звернення до підпрограми читання даних з лічильника

0020 – звернення до підпрограми індикації прикладеного навантаження

0022 – перевірка умови повного повороту вала контрольованого редуктора

0024 - підпрограма повороту двигуна для зняття навантаження з валу

0026 – виключити пневмоциліндр подачі на вимірювальну позицію

0028 – підпрограма затримки на 2 с

002А – виключити пневмоциліндр фіксації редуктора

002С – підпрограма затримки на 2 с

0031 - опитування клавіші “Повтор”

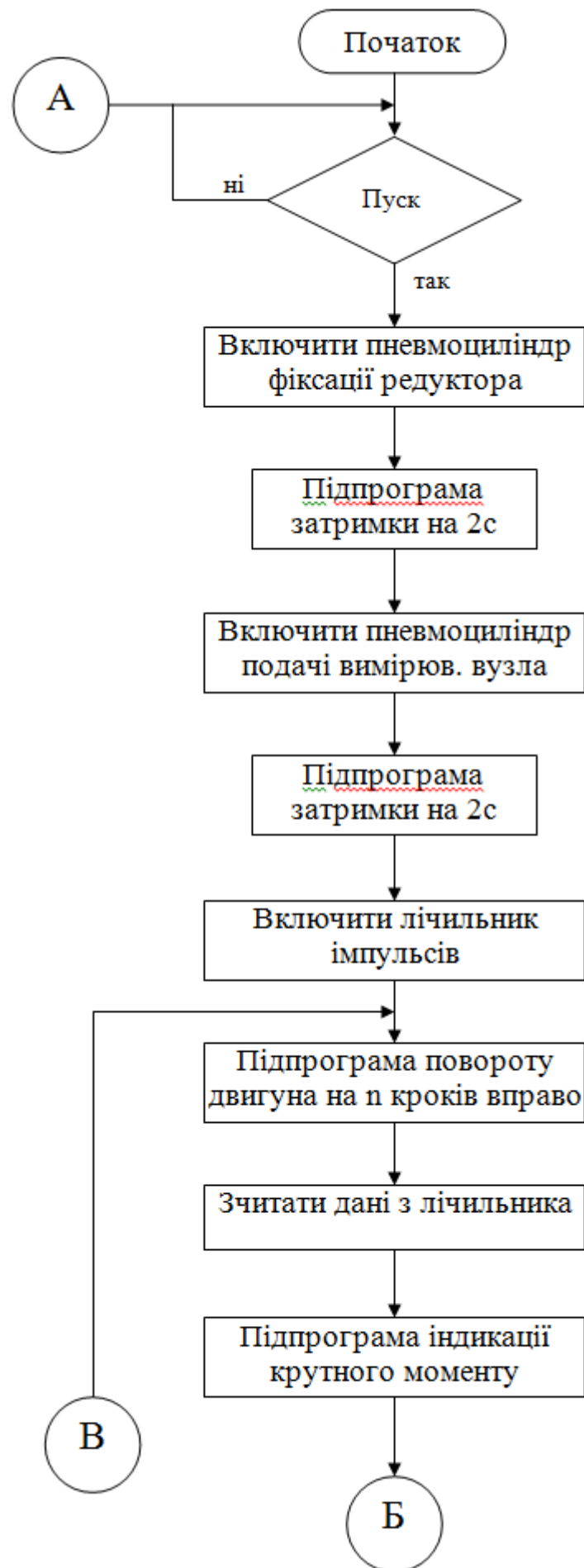
0035 - кінець роботи (програми)

0035-0043- підпрограма затримки на 2 с

007Е-0085 - підпрограма читання даних з лічильника

0086-00ВЕ - підпрограма виведення на динамічну індикацію результату

0044-0052- підпрограма повороту двигуна на n кроків вправо



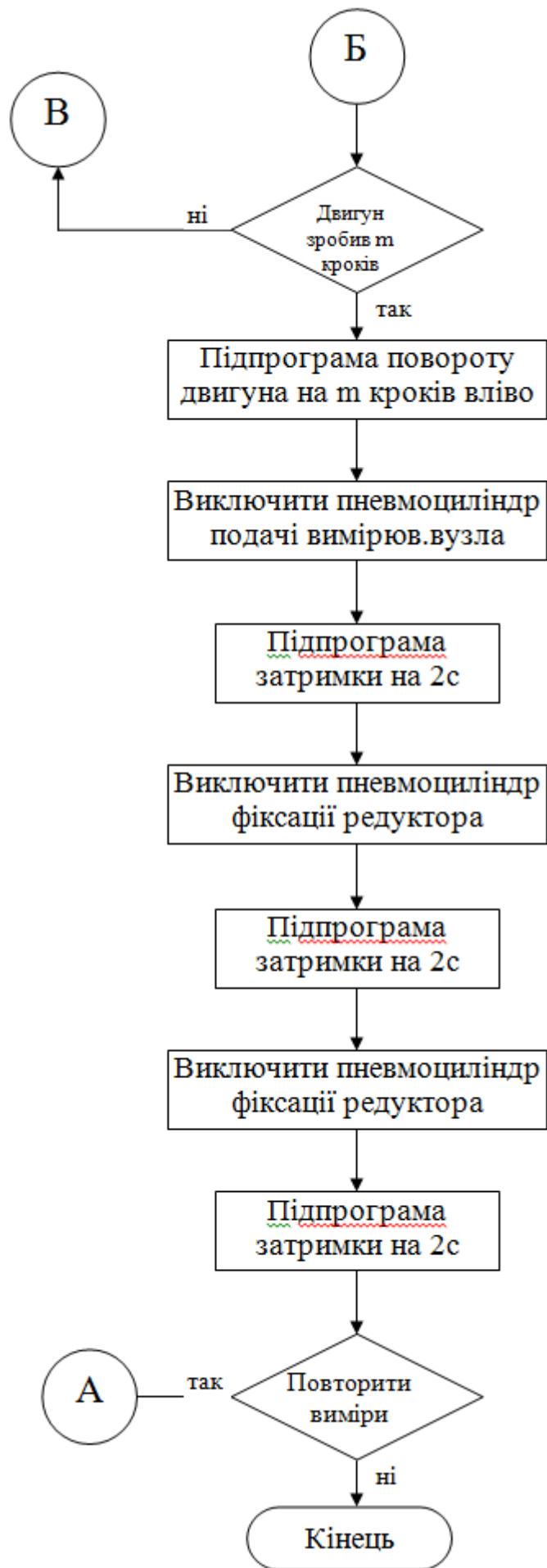


Рисунок 4.3 - Алгоритм роботи програми



## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Планування заходів цивільного захисту на підприємстві приладобудівної галузі у випадку надзвичайних ситуацій

Правовою основою цивільного захисту (далі — ЦЗ) є Конституція України, Кодекс цивільного захисту України (КЦЗ), інші закони України, а також акти Президента України та Кабінету Міністрів України.

Виокремлюють такі основні складники ЦЗ, як-от:

- захист населення і територій від надзвичайних ситуацій;
- запобігання надзвичайним ситуаціям;
- реагування на надзвичайні ситуації та ліквідація їх наслідків;
- забезпечення заходів цивільного захисту.

Державну політику у сфері ЦЗ реалізують завдяки єдиній державній системі цивільного захисту (ЄДСЦЗ). Вона складається з функціональних і територіальних підсистем та їх ланок.

Залежно від масштабів й особливостей надзвичайної ситуації ЄДСЦЗ функціонує у режимах:

- повсякденного функціонування;
- підвищеної готовності;
- надзвичайної ситуації;
- надзвичайного стану.

Надзвичайна ситуація — порушення нормальних умов життя і діяльності людей на об'єкті або території, спричинене аварією, катастрофою, стихійним лихом або іншою небезпечною ситуацією, що призвела або може призвести до загибелі людей та (або) матеріальних втрат.

Якщо виникає загроза надзвичайної ситуації, то за рішенням Кабінету Міністрів України, обласних, міських державних адміністрацій для ЄДСЦЗ у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюють режим підвищеної готовності. А у разі надзвичайної ситуації — режим надзвичайної ситуації.

Режим надзвичайного стану тимчасово встановлюють у межах території, на якій введено правовий режим надзвичайного стану відповідно до Закону України «Про правовий режим надзвичайного стану».

План реагування на надзвичайні ситуації розробляють відповідно до Кодексу цивільного захисту України та Порядку розроблення планів діяльності єдиної державної системи цивільного захисту затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 9 серпня 2017 № 626. План розробляється з метою упорядкування та координації дій органів державної влади, органів місцевого самоврядування, органів управління та сил цивільного захисту, суб'єктів господарювання у разі загрози або виникнення надзвичайних ситуацій та визначає організацію управління реагуванням на надзвичайні ситуації, порядок дій і взаємодії, а також організацію основних видів забезпечення органів управління та сил цивільного захисту, що залучатимуться до реагування у разі загрози або виникнення надзвичайних ситуацій, переведення органів управління та сил цивільного захисту у режим підвищеної готовності, режим надзвичайної ситуації. План вводиться в дію рішенням керівника територіальної підсистеми єдиної державної системи цивільного захисту у разі загрози або виникнення надзвичайних ситуацій регіонального рівня.

## 5.2 Організація цивільного захисту

ЦЗ організують на всіх підприємствах, в установах та організаціях незалежно від форм власності й підпорядкування.

Об'єктовий рівень територіальної підсистеми ЄДСЦЗ — один із найважливіших елементів протидії надзвичайним ситуаціям техногенного та природного характеру.

Завдання й обов'язки суб'єктів господарювання у сфері ЦЗ визначені в статті 20 КЦЗ. Так, до обов'язків суб'єктів господарювання належать, зокрема, такі:

- забезпечити працівників засобами індивідуального й колективного захисту;

- розмістити інформацію про заходи безпеки та відповідну поведінку у разі аварії;
- організувати і здійснити під час надзвичайних ситуацій евакуаційні заходи щодо працівників та майна;
- створити об'єктові формування ЦЗ, необхідну для їх функціонування матеріально-технічну базу та забезпечити готовність цих формувань до дій за призначенням тощо.

Структуру об'єктової ланки територіальної підсистеми ЄДСЦЗ утворюють органи управління, сили й засоби ЦЗ. Їх створюють на підприємствах наказом або розпорядженням керівника, щоб забезпечити організацію запобігання, реагування і ліквідації надзвичайних ситуацій та їх наслідків.

До структури ЦЗ об'єктового рівня входять:

- постійні органи управління ЦЗ — начальник ЦЗ підприємства приладобудівної галузі, спеціально призначена особа з питань надзвичайних ситуацій, чергові та диспетчерські служби;
- координаційні органи управління — комісія з питань надзвичайних ситуацій;
- органи управління з ліквідації надзвичайних ситуацій — спеціальна комісія, уповноважений керівник, штаб із ліквідації надзвичайних ситуацій;
- сили ЦЗ підприємства — невоєнізовані формування і спеціалізовані служби ЦЗ, їх формування та формування загального призначення;
- об'єктова евакуаційна комісія.

Повноваження й обов'язки начальника ЦЗ виконує керівник підприємства.

### 5.3 Заходи цивільного захисту

Щоб захиститися від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру підприємства приладобудівної галузі планують і здійснюють заходи для захисту працівників, об'єктів господарювання та довкілля, а також:

- підтримують у готовності до застосування сили й засоби із запобігання надзвичайним ситуаціям та ліквідації їх наслідків;
- створюють та підтримують матеріальні резерви для запобігання і ліквідації надзвичайних ситуацій;
- інформують працівників про необхідність своєчасно повідомляти про загрозу або виникнення надзвичайних ситуацій.

Начальник ЦЗ також повинен вживати організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних та інших заходів.

За яким порядком розробляти плани щодо цивільного захисту, визначає “Порядок розроблення планів діяльності єдиної державної системи цивільного захисту”, затверджений постановою КМУ від 09.08.2017 № 626 (далі — Порядок № 626).

Реагувати на надзвичайні ситуації (НС) означає організувати й координувати роботи й заходи, щоб:

- припинити вплив небезпечних чинників, що спричинила НС;
- урятувати персонал, населення, обладнання і майно;
- локалізувати зону НС;
- ліквідувати або мінімізувати наслідки НС, які загрожують життю або здоров'ю працівників, населення, шкодять території, довкіллю або майну.

Якщо на підприємстві приладобудівної галузі працює 50 осіб і менше, посадова особа з питань ЦЗ розробляє інструкцію щодо дії персоналу суб'єкта господарювання у разі загрози або виникнення НС. Затверджує інструкцію керівник підприємства приладобудівної галузі. Інструкція повинна містити відомості:

- про можливі (прогнозовані) НС;
- сигнали оповіщення про безпеку;
- дії працівників після отримання таких сигналів;
- маршрути евакуації в безпечні місця, укриття у захисних спорудах ЦЗ;
- заходи зі збереження матеріальних цінностей.

Якщо на підприємстві працює понад 50 осіб, слід розробити план реагування на НС. Затверджує план керівник підприємства приладобудівної галузі.

План реагування на надзвичайні ситуації суб'єкта господарювання — основний документ, що регламентує діяльність персоналу й посадових осіб об'єкта, а також взаємодію територіальних підрозділів ДСНС, підрозділів ЦЗ територіальної підсистеми та її ланок, територіальних органів функціональних підсистем щодо реагування на НС на об'єктовому рівні.

Розробляють план реагування посадові особи з питань ЦЗ. Їх призначає керівник підприємства приладобудівної галузі.

План реагування на надзвичайні ситуації державного рівня затверджений постановою КМУ від 14.03.2018 № 223 (далі — План № 223). План № 223 має лише текстове оформлення реагування на державному рівні.

План реагування на НС визначає організаційні та практичні заходи щодо порядку дій посадових осіб і персоналу об'єкта суб'єкта господарювання під час загрози або виникнення надзвичайної ситуації на ньому.

Реальність плану реагування на підприємстві приладобудівної галузі забезпечують:

- всебічний і глибокий аналіз стану безпеки на підприємстві, прогнозування можливих проявів небезпечних чинників і побудови сценаріїв розвитку загроз виникнення надзвичайних ситуацій;

- обґрунтовані розрахунки необхідних фінансових і людських ресурсів, а також часу для підготовки та проведення запланованих заходів.

- створення диспетчерських служб, необхідних для забезпечення безпеки об'єктів підвищеної небезпеки (далі – ОПН);

- проведення оцінки ризиків виникнення НС, здійснення заходів щодо відсутності перевищення прийнятних рівнів таких ризиків (прийнятний ризик - кількісна міра небезпеки, що визначається в інтервалі встановлених нижнього (допустимого) і верхнього (бажаного) рівнів з урахуванням соціально-економічних чинників, галузевих та територіальних особливостей);

- розроблення планів локалізації та ліквідації наслідків аварій на ОПН.

## ВИСНОВКИ

У цій роботі було розроблено стенд для дослідження моменту зрушення механізму (редукторів). Було створено інформаційно-вимірювальну систему для автоматизації стенду.

Було розроблено модель математичну механічної частини механізму у вигляді двомасової системи із зазором, досліджено його динамічні властивості та створено графічні зображення результатів моделювання.

За допомогою цього пристрою можна досягнути підвищення точності процесу дослідження моменту зрушення механізму, використовуючи ПК; при цьому зменшується похибка вимірювання, що є допустимою.

Згідно результатів роботи:

- розроблено автоматизований стенд для дослідження моменту зрушення механізму;
- створено математичну модель дослідження моменту зрушення механізмів (редукторів) у двомасовій системі;
- зроблено опис структурної схеми і алгоритму функціонування системи, розраховано параметри схеми.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методичні вказівки до лабораторних і практичних робіт з дисциплін «Проектування інформаційно-вимірювальних систем», «Мікропроцесори і ЕОМ», «Проектування приладів і систем на основі мікроконтролерів» Проектування пристроїв і вузлів інформаційно-вимірювальних систем та створення програмного забезпечення на базі навчально-налагоджувального стенда / укл. : М.І. Паламар, А.В. Чайковський, М.О. Стрембіцький, Ю.В. Пастернак та інш. – Тернопіль: ТНТУ, 2014. – 76

2. Методичні вказівки по виконанню графічної частини дипломного проекту - ТНТУ, 2014р. 23с.

3. Selection of the efficient video data processing strategy based on the analysis of statistical digital images characteristics / Mykhailo Palamar, Myroslava Yavorska, Mykhailo Strembitskyi, Volodymyr Strembitskyi // Scientific Journal of TNTU. — Tern. : TNTU, 2018. — Vol 91. — No 3. — P. 107–114. — (Instrument-making and information-measuring systems).

4. Навчання рекурентної НМ для прямого інверсного керування динамічним об'єктом / Паламар М.І., Стрембіцький М.О.// Матеріали IV Всеукраїнської конференції "GE0-UA" (26-30 травня 2014 р.). — Київ.: Наукова думка, 2014.-с.171-174.

5.Паламар М.І. Комп'ютерні технології штучного інтелекту для прецизійного управління у мехатронних ситемах : навчальний посібник / Паламар М.І., Стрембіцький М.О. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. – 128 с.

5. Адаптивна системи керування для мехатронних систем / В. В. Батюк, М. О. Стрембіцький // Збірник тез доповідей ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 25-26 листопада 2020 року. — Т. : ТНТУ, 2020. — Том 1. — С. 39. — (Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні).

6.<https://www.automationsystemsandcontrols.net.au/PDF's%20Autonics/proxi/PS%20Series%20Rectangular%20Proximity%20Sensors%20from%20ASC%20Ph%20003%2009720%200211.pdf>

7. <http://www.autonicsonline.com/image/pdf/PA10.pdf>
8. Стрембіцький М.О. Проектування комп'ютеризованих вимірювальних систем і комплексів : навч. посіб. / М. О. Стрембіцький, М. І. Паламар, А. М. Паламар. – Тернопіль: вид-во Джура, 2018. – 150 с.
9. Обробка зображень в динамічних системах / Михайло Паламар, Михайло Стрембіцький, Володимир Стрембіцький // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018. — Т. : ТНТУ, 2018. — С. 271. — (Електротехніка та енергозбереження).
10. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. - Житомир: ЖІТІ, 2011. - 612 с.
11. <http://ww1.microchip.com/downloads/en/devicedoc/doc2466.pdf>
12. Паламар А.М. Паламар М.І., Пастернак Ю.В., Стрембіцький М.О. Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт з дисципліни «Комп'ютерна електроніка та схемотехніка» Частина 2 для студентів денної та заочної форми спеціальності 123 «Комп'ютерна інженерія». Тернопіль: ТНТУ. 2020. 48 с.