

# ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

**магістр**

(освітній рівень)

на тему: Інформаційно-вимірювальна система для забезпечення роботи  
пристрою для вимірювання крутного моменту пружин кручення

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи РІм

спеціальності 152

“ Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка ”

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Гефко А.Т

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Яворська М.І

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Наконечний Ю.І

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет \_\_\_\_\_ прикладних інформаційних технологій та електроінженерії  
Кафедра \_\_\_\_\_ приладів та контрольно-вимірювальних систем  
Освітній рівень \_\_\_\_\_ магістр  
Спеціальність \_\_\_\_\_ 152 “Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка”  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ  
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Гефка Андрія Тарасовича  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) \_\_\_\_\_ Інформаційно-вимірювальна система для забезпечення роботи  
пристрою для вимірювання крутного моменту пружин кручення  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Керівник проекту (роботи) \_\_\_\_\_ Яворська Мирослава Іванівна, к.т.н., доц. каф. ПВ  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 року №  
2. Термін подання студентом проекту (роботи) 23 грудня 2021 р.  
3. Вихідні дані до проекту (роботи) Авторське свідоцтво аналогу пружини кручення з  
відігнутими кінцями призначену для створення зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового  
механізму верстату-автомату моделі 9A16K  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)  
Вступ, Аналітична частина, Основна частина, Науково-дослідна частина, Спеціальна частина,  
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях, Загальні висновки до кваліфікаційної  
роботи  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

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



## РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему: Інформаційно-вимірювальна система для забезпечення роботи пристрою для вимірювання крутного моменту пружин кручення:

Сторінок	95
рисуноків	21
таблиць	7
креслень	8 формату А-1
джерел	21
додатків	5

Об'єкт дослідження – для контролю вибрано пружину кручення з відігнутими кінцями, призначену для створення робочого зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового механізму верстату-автомату моделі 9A16K.

Мета роботи – розробити інформаційно-вимірювальну систему для контролю пружин кручення з відігнутими кінцями, що призначена для створення робочого зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового механізму верстату-автомату моделі 9A16K.

Проведено аналіз типових конструкцій пристроїв вимірювання крутного моменту пружин кручення. Для виконавчих механізмів, що забезпечують роботу системи, приведені конструктивний розрахунок і опис принципу роботи. Здійснено аналіз похибок для вимірювання крутного моменту пружин кручення, вибрані допустимі значення параметрів і режимів роботи. Розроблено конструкцію для контролю пружин кручення з відігнутими кінцями, що призначена для створення робочого зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового механізму верстату-автомату моделі 9A16K.

**КРУТНИЙ МОМЕНТ, ПРУЖИНИ КРУЧЕННЯ, ПРУЖНЯ ХАРАКТЕРИСТИКА, ТЕНЗОРЕЗИСТОР, МІКРОПРОЦЕСОР.**

## ЗМІСТ

### ВСТУП

### 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

- 1.1 Аналіз поставленої задачі
- 1.2 Методика перевірки циліндричних пружин кручення

### 2 ОСНОВНА ЧАСТИНА

- 2.1 Принцип роботи установки
- 2.2 Розрахункова частина
  - 2.2.1 Перетворювачі крутного моменту
  - 2.2.2 Розрахунок черв'ячного редуктора
- 2.3 Розрахунок точності установки

### 3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

- 3.1 Дослідження прогину балки при згині валу під дією вимірювального зусилля
- 3.2 Ймовірностний і статистичний аналіз прогину тензобалки від її товщини

### 4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

- 4.1 Призначення та структурна схема блоку керування
- 4.2 Опис роботи схеми
- 4.3 Розрахунок елементів схеми
- 4.4 Огляд використовуваних засобів САПР
- 4.5 Аналіз об'єкту вимірювання і технічних вимог до метрологічних параметрів системи.
- 4.6 Опис структурної схеми і алгоритму функціонування системи
- 4.7 Опис роботи принципової схеми системи.
- 4.8 Розрахунок параметрів схеми
- 4.9 Аналіз і оцінка похибки схеми

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Охорона праці

#### 5.1.1 Вимоги до виробничого освітлення та його нормування

#### 5.1.2 Характеристика небезпечних зон обладнання і заходи безпеки при роботі

### 5.2 Безпеки в надзвичайних ситуаціях

#### 5.2.1 Оцінка стійкості роботи підприємства в надзвичайних ситуаціях природного характеру

#### 5.2.2 Підвищення стійкості роботи підприємства, безпечність і можливість інженерного комплексу протистояти надзвичайним ситуаціям

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

## ВСТУП

Автоматичний контроль розмірів та інших фізичних величин (зусиль, деформацій, ваги і т.д.) може здійснюватись до обробки, в процесі та після обробки виробу.

Контрольні пристрої виконують функції: управляють роботою верстата (обладнання), станда або установки, сортують готові деталі на груп (по розмірам, вазі і т.д.).

Автоматизація технічного контролю являється не тільки засобом підвищення якості випускає мої продукції, але і суттєвим етапом автоматизації промисловості, так як питома вага технічного контролю в сучасних виробництвах досить значна: в авто – та тракторобудуванні, в авіаційному моторобудування, у виробництві підшипників кочення та інших галузях масового виробництва машин біля 40% виробничих операцій приходить на контроль.

Автоматичним пристроєм для контролю називається пристрій, який без втручання людини при контролі кожного виробу виконує всю сукупність операцій, необхідних для порівняння дійсних фізичних величин з заданими (необхідними), та в залежності від результату такого порівняння сортують деталі на декілька груп або змінюють режим роботи основного технологічного обладнання.

Автоматичні контрольні пристрої поділяються на декілька різновидностей.

Контрольно - сортувальні пристрої (пасивного контролю) фіксують готові фізичні величини та на цій основі сортують готові вироби на придатні та браковані, а часто ще й придатні вироби на ряд розмірних груп.

Існують також ще засоби автоматичного контролю в процесі обробки (активний контроль).

Підвищення ефективності промислових об'єктів йде по шляху удосконалення як самих технологічних процесів, так і процесів управління

ними. Широке впровадження числової вчислювальної техніки в автоматизовані системи управління об'єктами відкриває практично необмежені можливості обробки інформації про управляємий об'єкт з метою побудови оптимальних систем управління.

Проектувальники автоматизованих систем повинні чітко засвоїти методи та засоби автоматичного контролю, навчитися використовувати набуті знання на практиці.



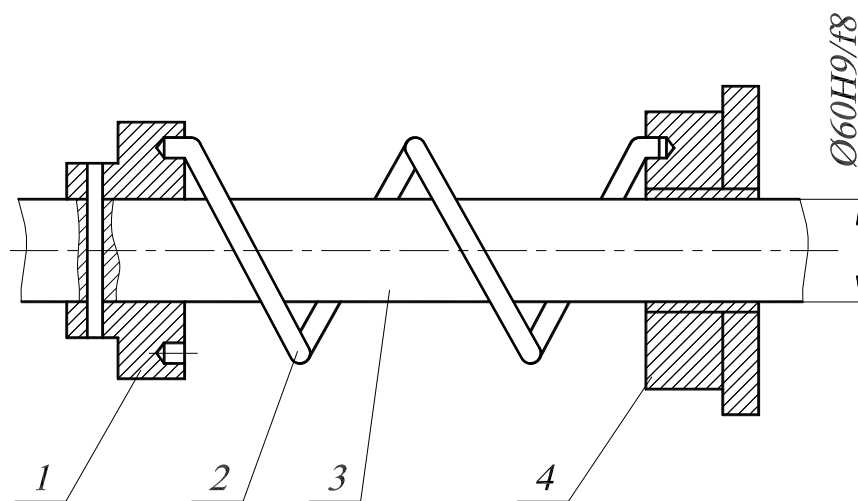
## 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1 Аналіз поставленої задачі

В якості об'єкту контролю розглядаються циліндричні пружини кручення. Пружини кручення призначені для перетворення крутного моменту  $M_{кр.}$  в кутове переміщення  $\varphi$ .

В даній роботі для контролю вибрано пружину кручення з відігнутими кінцями, призначену для створення робочого зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового механізму верстату-автомату моделі 9А16К.

Кулачковий механізм призначений для підводу відрізного різця.



1 - блок з отворами, 2 - пружина, 3 - вісь, 4 - важіль

Рисунок 1.1 – Контрольований елемент

Необхідне початкове зусилля задається заправленням вільного кінця пружини в певний момент отвір, на дискові позначено 1, рисунок 1.1

Зусилля пружини повинно бути достатнім для забезпечення безударної роботи кулачкового механізму і для повернення інструменту у вихідне положення. При зміні робочого ходу інструменту слід корегувати жорсткість

пружини. Удари в кулачковому механізмі виникають, як правило, при короткому часі повернення робочого інструменту.

В цьому випадку необхідно вибирати пружину з більшою жорсткістю. В той же час, при достатньому часі повернення, коли відповідний участок кулачка має пологий профіль, надмірна жорсткість пружини буде приводити до виникнення великих контактних зусиль і точці спряження кулачка і ролика, що в свою чергу спричинятиме їх зношення.

## 1.2 Методика перевірки циліндричних пружин кручення

Методика перевірки циліндричних пружин кручення зводиться до встановлення пружної характеристики пружини кручення зводиться до встановлення пружної характеристики пружини. Для визначення пружної характеристики необхідно мати механізм створення необхідного крутного моменту та відліковий пристрій кута закручування. На практиці використовуються різні механізми створення крутного моменту та кутового відліку повороту вільного кінця пружини.

Розглянемо існуючі способи створення крутного моменту, які використовуються в аналогічних конструкціях.

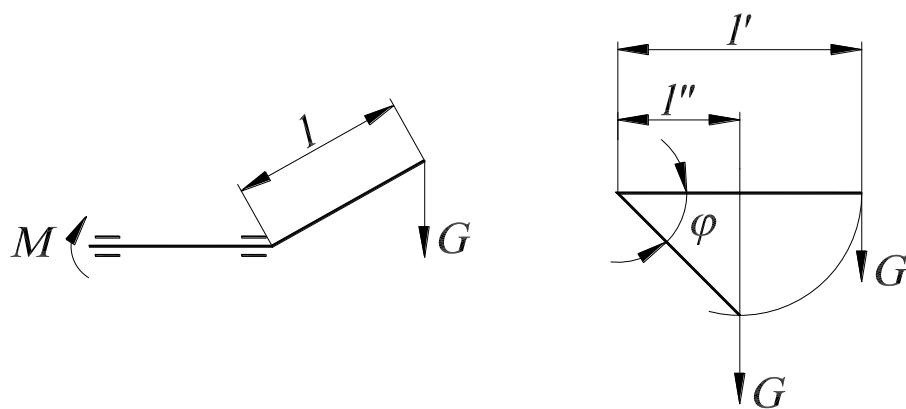


Рисунок 1.2 – Просторова схема механізму

Величина моменту може змінюватись шляхом підбору необхідного вантажу  $G$ , або шляхом зміни робочого плеча важеля  $l$ . Дана схема при своїй простоті має суттєвий недолік: робоче плече змінюється в залежності від кута закручування. ( рисунок 1.2).

Момент створюється кулісним механізмом.

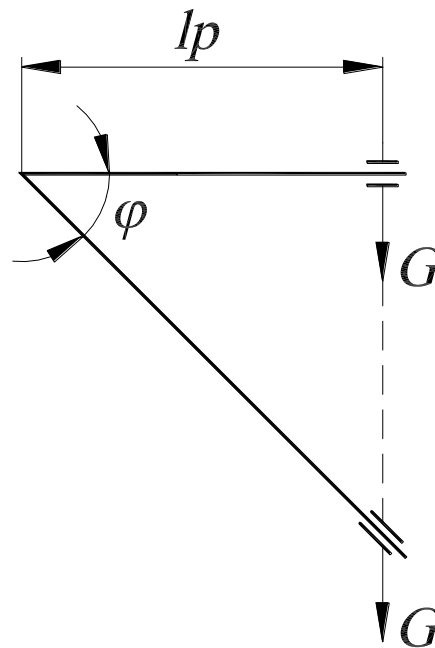


Рисунок 1.3 – Просторова схема механізму

Дана схема позбавлена недоліку попередньої, проте набуває інших негативних особливостей. Зокрема, обмежений робочий кут закручування  $\varphi$ , що на практиці рідко перевищує  $60^\circ$  і необхідність контролю зусилля  $G$ , поява частот пари тертя, а отже і похибок.

Часто момент кручення при дослідженні пружин створюється канатним механізмом, що складається, з блоку з закріпленим канатом, до кінця якого приєднано вантаж  $G$ .

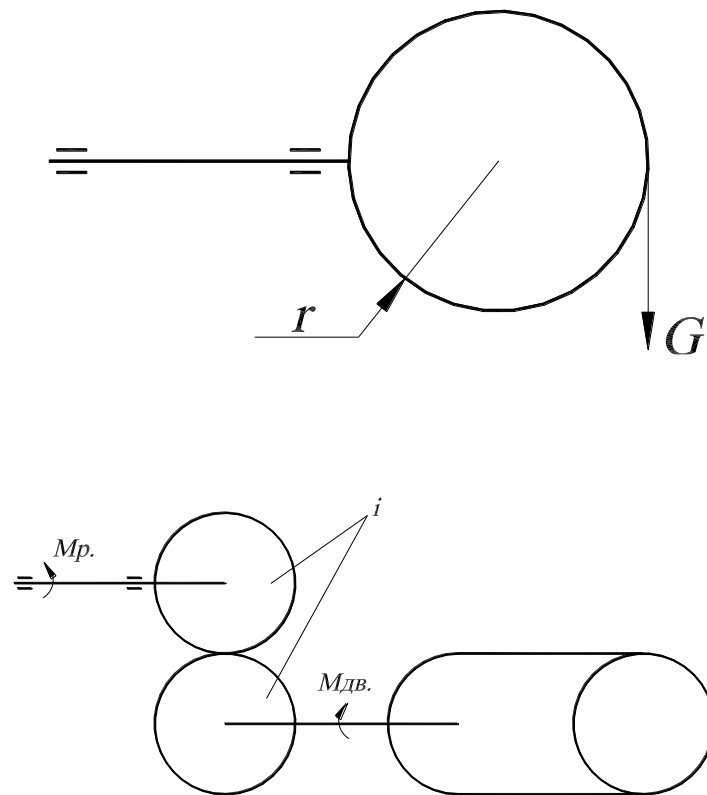


Рисунок 1.4 – Просторова схема механізму

В якості канату часто використовують сталеві стрічки, що мають нескінченно малий момент опору в прощині блоку. даний механізм, як правило, використовують для робочих кутів  $\varphi_p \leq 360^\circ$ , хоча може бути використаний і для більших значень. Головним недоліком даного механізму є складність автоматизації процесу зміни крутного моменту.

Найчастіше для створення крутного моменту використовується електричні, гідравлічні та пневматичні приводи, наприклад, двигун і металічна передача.

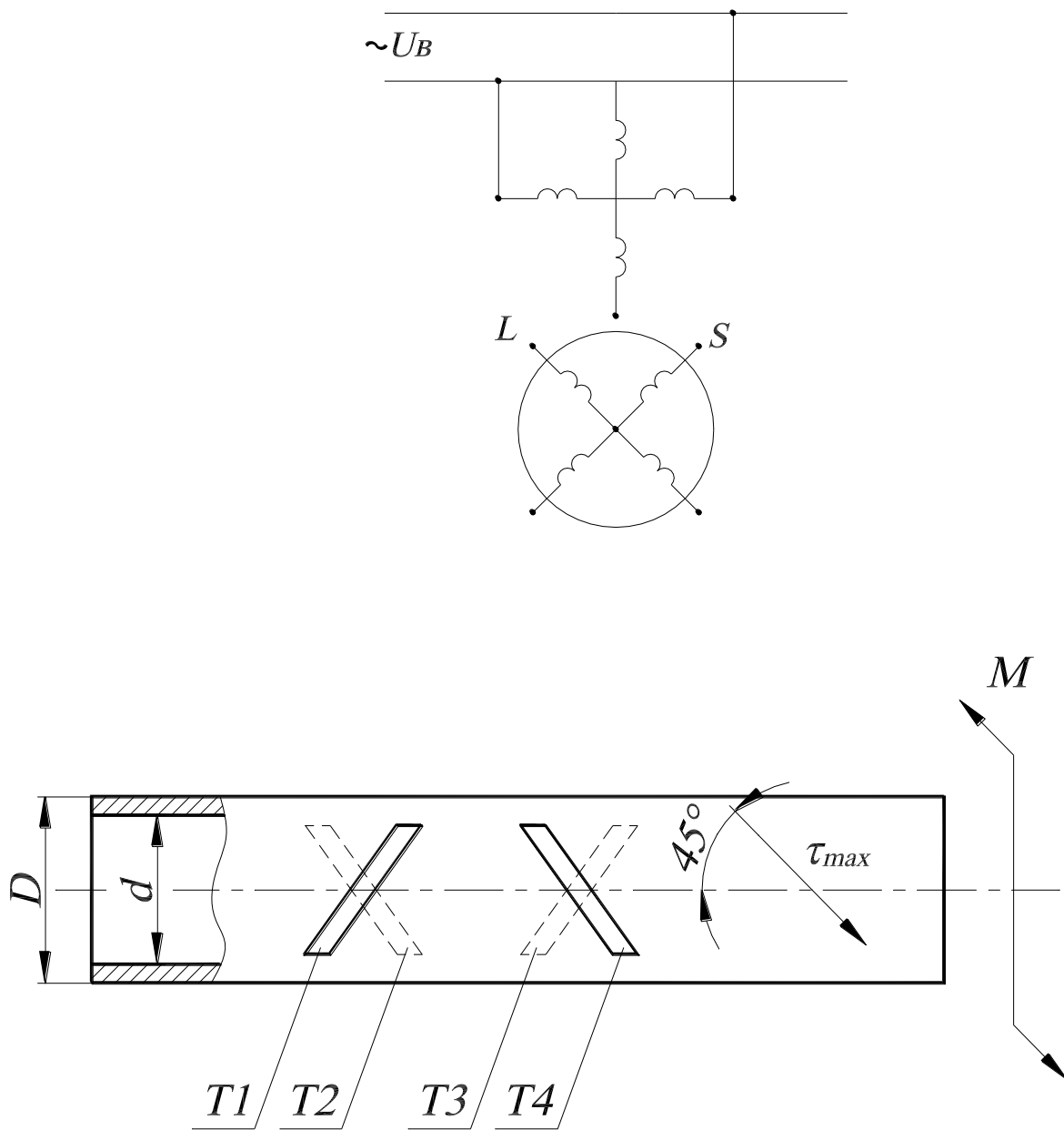


Рисунок 1.5 – Схема важеля вимірювання з тензорезисторами

Така схема дозволяє проводити дослідження в широкому діапазоні зміни робочого кута  $\varphi_p$ .

При використанні електричного приводу легко контролюється створений крутний момент, а використання передаточного механізму з передаточним відношенням і дозволяє створювати великі робочі моменти при відносно не великій потужності приладу.

## 2 ОСНОВНА ЧАСТИНА

## 2.1 Принцип роботи установки

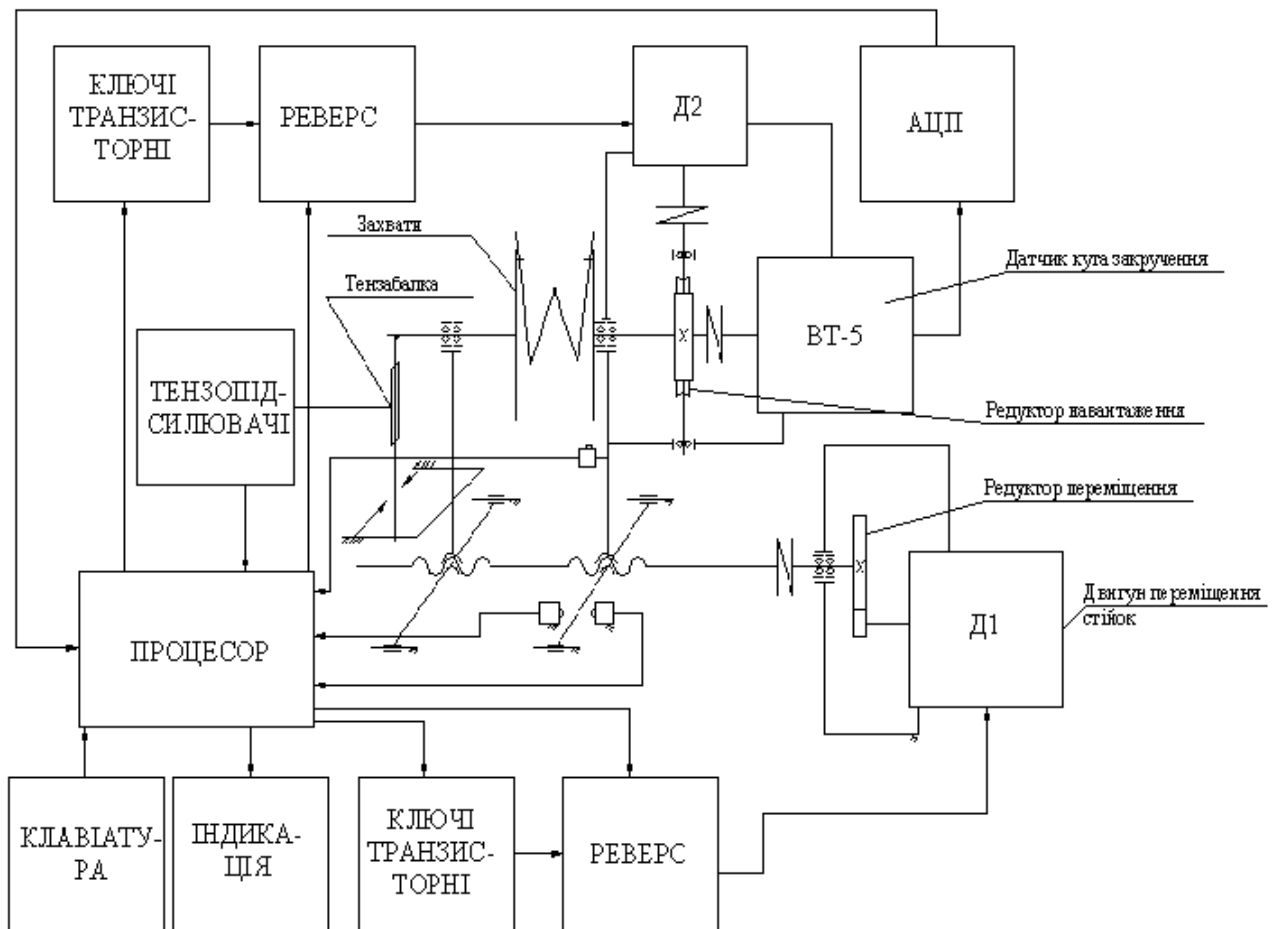


Рисунок 2.1 - Функціональна схема установки

Процес вимірювання крутного моменту пружини кручення відбувається наступним чином: пружина закріплюється в захвати, що знаходяться на стійках, таким чином, що може провертатись навколо осі. Двигун Д1 подає зафіксований об'єкт вимірювання на вимірювальну позицію. На прижимній втулці закріплена тензобалка з тензопідсилювачами, яка впирається в рухому основу. При русі всієї системи вбік, тензобалка фіксує переміщення. Сигнал про переміщення знімається безпосередньо з індуктивного перетворювача і через АЦП в цифровому вигляді поступає на процесор для подальшої обробки.

Для вимірювання кута закручування використовують зусилля двигуна Д2, який через редуктор передає навантаження на вимірювану пружину. Вимірювані дані зчитуються за допомогою датча кута повороту – обертового трансформатора ВТ-5, а потім через аналогово-цифровий перетворювач передаються на процесор для обробки даних.

Після закінчення вимірювання подаються сигнали через транзисторні ключі на виконавчі пристрої – обидва двигуни Д1 та Д2, які здійснюють як переміщення, так і навантаження об'єкту вимірювання відповідно. Після цього вимірювальний пристрій повертається у початкове положення.

## 2.2 Розрахункова частина

### 2.2.1 Перетворювачі крутного моменту

Можуть використовуватись різного роду датчики: індуктивні, індукційні, ємнісні, резистивні та інші. Бажаним є використання датчика без необхідності використання струмознімачів, тому як контактний опір є величиною не постійною, а це приводить до появи похибок вимірювання.

В якості датчика кута повороту найбільшого поширення набули синусно-косинусні обертові трансформатори.

На статорі такого трансформатора розміщується обмотка збудження В і компенсаційна обмотка К, а на роторі обмотки S і С (синусна і косинусна). Умовно трансформатор зображають так:

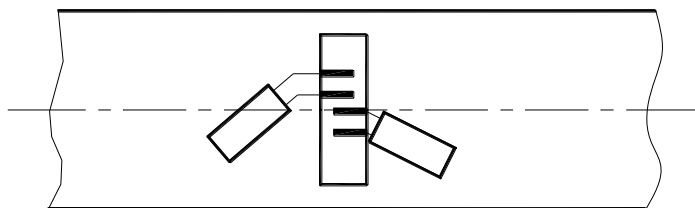


Рисунок 2.2 – Важель вимірювання з тензорезисторами

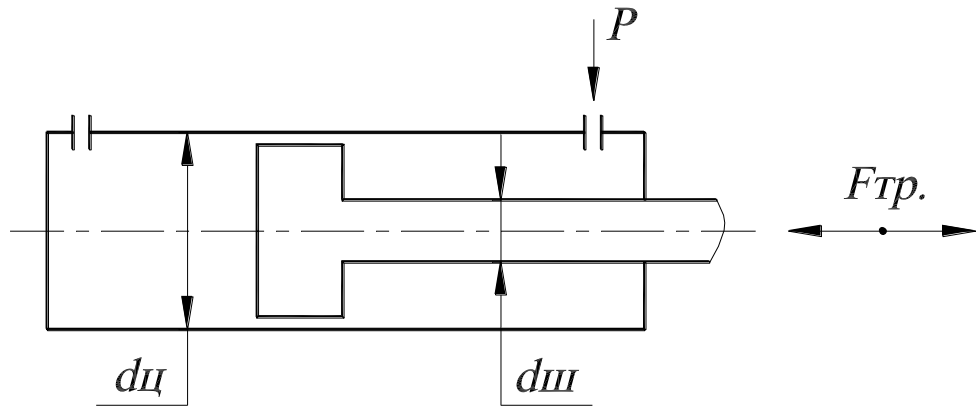


Рисунок 2.3 – Діючий поршень вимірювання

Таблиця 2.1- Технічні характеристики обертового трансформатора ВТ-5

Параметр	Значення
Номінальна напруга збудження, В	60
Номінальна чистота напруги збудження, Гц	500
Робочі частоти, Гц	400; 1000
Номінальний повний опір холостого ходу, Ом	1000
Номінальний коефіцієнт трансформації	0.96
Клас точності	А, Б, 0
Максимальна частота обертання, об/хв	5
Режим роботи	довготривалий



Таблиця 2.2 – Граничні значення параметрів ВТ-5

Параметр	Значення
Відхід нульового положення при зміні напруги збудження від 0.5% номінального значення до номінального, не більше	2'00"
Момент статичного тертя при наробці, Нм	0.024

Таблиця 2.3- Параметри ВТ-5 при номінальній частоті обертання

Параметр	Норми для	класу	
		А	Б
Похибка відтворення синусної залежності, %, не більше	$\pm 0.02$	$\pm 0.04$	$\pm 0.06$
Асиметрія нульових точок, не більше	$\pm 30''$	$\pm 1'00''$	$\pm 1'30''$
Е.Р.С. квадратурної обмотки, %, не більше	0.125	0.250	0.375
Залишкова Е.Р.С. в нульовому положенні, %, не більше	0.015	0.02	0.03
Нерівність коефіцієнта трансформації, %, не більше	0.2	0.2	0.2

### 2.2.2 Розрахунок черв'ячного редуктора

Вихідними даними для розрахунку є максимальний крутний момент на вихідному валу  $M=50\text{Нм}$ .

Редуктор-реверсивний. Розміщення черв'яка – верхнє.

#### Розрахунок зубчатого зачеплення

Оскільки, по завданню не доводиться швидкість прикладання моменту, то доцільно з метою використання менш потужнього двигуна приводу виконати черв'ячний редуктор з максимально-рекомендованим передаточним числом, а саме:

$$U=63.$$

При  $U>30$  приймаємо число витків черв'яка  $Z_1 = 1$ .

Тоді число зубів черв'ячного колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 1 \cdot 63 = 63.$$

Приймаємо стандартне значення по табл.21{3}:

$$Z_2 = 63$$

Вибираємо матеріал черв'яка і вінця черв'ячного колеса. Приймаємо для сталі 45з закалкою до твердості не лише HRS 45 і послідуочим шліфуванням.

Для вінця колеса приймаємо бронзу БрА9ЖЗЛ.

Попередньо задамось швидкістю ковзання в зачепленні  $\delta_3 < 5 м/с$ . При довготривалій роботі допустиме контактне напруження  $[\sigma_{of}] = 155 МПа$ , табл.2.9[3].

Допустимі напруження згину для реверсивної роботи:

$$[\sigma_{of}] = K_{FL} [\sigma_{of}]'. \quad (2.1)$$

В цій формулі  $K_{FL} = 0/543$  при довготривалій роботі, число циклів навантаження зуба  $N_E > 25 \cdot 10^2$ .

$$[\sigma_{of}]' = 98 МПа \quad \text{-табл.2.8 [3]}$$

$$[\sigma_{of}] = 0/543 \cdot 98 = 53.3 МПа.$$

Приймаємо попередньо коефіцієнт діаметра черв'яка  $g=10$ .

Приймаємо попередньо коефіцієнт навантаження  $K=1.2$ .

Визначаємо міжосьову віддаль з умови контактної властивості:

$$Q_w = \left( \frac{63}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{\left( \frac{170}{\frac{z^2}{g} [\sigma_H]} \right)^2} \cdot T_2 \cdot K. \quad (2.2)$$

$$Q_w = \left( \frac{63}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{\left( \frac{170}{\frac{63}{10} \cdot 155} \right)^2} \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1.2 = 41.2 мм.$$

Модуль:

$$m = \frac{2Q_w}{Z_2 + g} = \frac{2 \cdot 41.2}{63 + 10} \approx 1.2 \text{ мм.}$$

Приймаємо по ГОСТ 2144-76 стандартне значення  $m=1.6$  і  $g=10$ .

Міжосьова віддаль при стандартних значеннях  $m=1.6$  і  $g=10$ .

$$Q_w = \frac{m(g + z_2)}{2} = \frac{1.69(10 + 63)}{2} = 42. \text{ мм.}$$

Основні розміри черв'яка:

- ділильний діаметр черв'яка:  $d_1 = g \cdot m = 10 \cdot 1.6 = 16 \text{ мм}''$ ;
- діаметр вершин витків черв'яка:  $d_{o1} = d_1 + 2m = 16 + 2 \cdot 1.6 = 19.2 \text{ мм.}$
- діаметр впадин витків черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m = 16 - 2.4 \cdot 1.6 = 12.6 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини шліфованого черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0.067z) m + 25 = (11 + 0.06 \cdot 63) \cdot 1.6 + 25 = 4.06 \text{ мм.}$$

Приймаємо:  $b_1=40 \text{ мм.}$

Дільний діаметр підйому витка  $\gamma$  при  $Z_1=1$  і  $g=10$ :

$$\gamma = 5^\circ 43' \quad \text{табл.2.3 [3]}$$

Основні розміри черв'ячного колеса:

- ділительний діаметр черв'ячного колеса:  $d_2 = Z_2 \cdot m = 63 \cdot 1.6 = 84.8 \text{ мм}$ .
- діаметр вершин зубів черв'ячно колеса:

$$d_{o2} = d_2 + 2 \cdot m = 84.8 + 2 \cdot 1.6 = 88 \text{ мм}$$

- діаметр впадин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2.4 \cdot m = 84.8 - 2.4 \cdot 1.6 = 80.9 \text{ мм}$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{o2} \leq d_{o1} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 88 + \frac{6 \cdot 1.6}{1 + 2} = 91.2 \text{ мм}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0.75 \cdot d_{o1} = 0.75 \cdot 19.2 = 14.4 \text{ мм}$$

Колова швидкість черв'яка:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3.14 \cdot 16 \cdot 1000}{60} = 0.8 \text{ м/с}$$

Швидкість ковзання:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{0.8}{\cos 5^\circ 43'} = 0.81 \text{ м/с} \quad (2.3)$$

При такій швидкості  $[\sigma_n] \approx 149 \text{ МПа}$  табл. 2,9 [3].

$$\frac{155-149}{149} \cdot 100\% = 4\% ,$$

до того ж між осьова відстань по розрахунку була отримана  $Q_w=41,2$  мм, а після узгодження параметрів модуля і коефіцієнт  $g$  збільшено до 42,5 мм, тому перерахунку  $Q_w$  робити не потрібно.

Необхідно перевірити  $[\sigma_n]$ . Для цього уточнимо ККД редуктора.

При швидкості  $\delta_s = 0,8 \text{ м/с}$  приведений коефіцієнт тертя для безолов'яної бронзи і шліфованого черв'яка:

$$f' = 0.020 \cdot 1.5 = 0.03 ,$$

а приведений кут тертя:  $\rho' = 1^\circ 43'$ .

ККД редуктора з врахуванням втрат в опорах, втрат на опір змазки:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{0.8}{\cos 5^\circ 43'} = 0.81 \text{ м/с} .$$

$$\eta = (0.95 \dots 0.96) \cdot \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = (0.95 \dots 0.96) \cdot \frac{\text{tg} 5^\circ 43'}{\text{tg} 5^\circ 43' + 1^\circ 43'} \approx 0.76 . \quad (2.4)$$

По табл. 2.7 [3] вибираємо 8-му ступінь точності. В цьому випадку коефіцієнт динамічності  $k_v=1.1$ .

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження:

$$K_{\rho} = 1 + \left( \frac{z_2}{Q} \right)^3 \cdot (1 - x), \quad (2.5)$$

де коефіцієнт деформації черв'яка при  $g=10$  і  $z_1=1$  по табл. 2.6 [3]

$Q=86$ .

Прийmemo допоміжний коефіцієнт  $x=0.6$  (незначні коливання навантаження):

$$K_{\rho} = 1 + \left( \frac{63}{86} \right)^3 \cdot (1 - 0.6) \approx 1.15.$$

Коефіцієнт навантаження:

$$K = K_{\rho} \cdot K_v = 1.15 \cdot 1.1 = 1.26. \quad (2.6)$$

Перевіряемо контактні напруження:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{\frac{z_2}{g}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K \left( \frac{z_2}{g} + 1 \right)^2}{Q^3 w}} = . \\ &= \frac{170}{\frac{63}{10}} \cdot \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1.26 \left( \frac{63}{10} + 1 \right)^2}{42.5^3}} = 12.9 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 149 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Перевірка міцності зубів черв'ячного колеса на згин:

- еквівалентне число зубів:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma} = \frac{63}{\cos^2 5^\circ 43'} = 42.4. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт форми зуба по табл. 2.5 [3]  $Y_F=2.24$ :

напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{1.2 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{1.2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1.26 \cdot 2.24}{63 \cdot 14.4 \cdot 1.6^2} = 8.8 \text{ МПа}. \quad (2.9)$$

що значно менше обчисленого раніше:  $[\sigma_{OF}] = 53.3 \text{ МПа}$ .

Розрахунок валів редуктора

Крутні моменти:  $T_2 = 50 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Черв'яка:

$$T_1 = \frac{T_2}{n \cdot \eta} = \frac{50 \cdot 10^3}{63 \cdot 0.76} = 1.04 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (2.10)$$

Визначимо діаметр вихідного кінця черв'яка та узгодимо його з діаметром валу двигуна, щоб в перспективі можна скористатись стандартною муфтою для їх з'єднання.

$$d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1.04 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 5.9 \text{ мм}. \quad (2.11)$$

Прийmemo:  $d_{b1} = 8 \text{ мм}$

Діаметр шийок під підшипниками:  $d_{n1} = 10 \text{ мм}$ .

Відстань між опорами: 60 мм.



### Розрахунок датчика зусиль

В якості датчика зусиль використано порожнистий циліндр, що працює на кручення.

Для розрахунку датчика задамо певним типом тензорезисторів.

Виберемо тензорезистори типу: 2ФКПА, базою 10мм, коефіцієнт тензочутливості: 2,0...2,2.

Номінальний опір -100 Ом.

Гранична деформація  $\pm 0.5\%$ .

Для порожнистого валу максимальні напруження на поверхні:

$$\tau = \frac{16M \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \quad (2.12)$$

Відносні деформації:

$$\varepsilon = \tau \cdot G \quad (2.13)$$

Де

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} - \text{модуль пружності III-го роду.} \quad (2.14)$$

При  $E = 200 \cdot 10^3 \text{ Па}$  для сталі 65Г:

$$G = \frac{200 \cdot 10^9}{2(1 - 0,3)} = 142 \cdot 10^9 \text{ Па} = 142 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Визначимо необхідні діаметри чутливого елемента, задавшись одним, зовнішнім. Це робиться з метою зовнішньої обробки заготовки для точної підгонки чутливості. Максимальні відносні деформації не повинні перевищувати допустимих для тензорезисторів.

Виходячи з конструкції приладу приймемо зовнішній діаметр  $D=56\text{мм}$ .

$$\varepsilon = \tau \cdot G ,$$

$$\varepsilon = \frac{16 \cdot M \cdot D \cdot G}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \quad (2.15)$$

$$D^4 - d^4 = \frac{16 \cdot M \cdot D \cdot G}{\pi \cdot \varepsilon} \quad (2.16)$$

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{16 \cdot M \cdot D \cdot G}{\pi \cdot \varepsilon}} = \sqrt[4]{56^4 - \frac{16 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 56 \cdot 142 \cdot 10^3}{0.5 \cdot 10^{-2} \cdot 3.14}} = 51.4 \quad (2.17)$$

Прийmemo:  $d=52\text{мм}$ .

При з'єднанні тензорезисторів у вимірювальний міст вихідний сигнал обраховується за виразом:

$$U_{\text{вих}} = U_{\text{жив}} \cdot \varepsilon_R . \quad (2.18)$$

$$\text{де } \varepsilon_R = \frac{R - R_1}{R}, \text{ або } \varepsilon_R = k_T \cdot \varepsilon_l \quad (2.19)$$

При  $\varepsilon_l = 0.5\%$  і  $k_T = 2.2$ .

$$\varepsilon_R = 0.5 \cdot 10^{-2} \cdot 2.2 = 1.1 \cdot 10^{-2}$$

$$\text{Тоді: } U_{\text{вих}} = U_{\text{жив}} \cdot 1.1 \cdot 10^{-2} .$$

Найчастіше напруга живлення становить 5В або 9В, тоді при  $U_{\text{жив}} = 5\text{В}$ :

$$U_{\text{вих}} = 5 \cdot 1.1 \cdot 10^{-2} = 5.5 \cdot 10^{-2} \text{ В} .$$

При  $U_{\text{жив}} = 9\text{В}$ :

$$U_{\text{вих}} = 9 \cdot 1.1 \cdot 10^{-2} = 9.9 \cdot 10^{-2} \text{ В} .$$

Схема роботи установки і наклеювання тензорезисторів показана на рис. 2.4

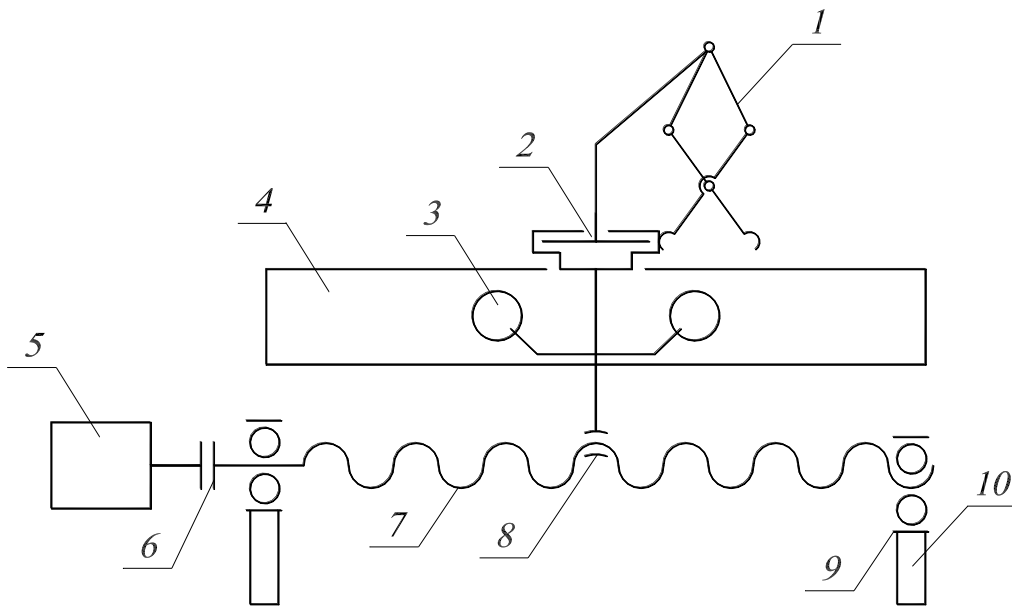


Рисунок 2.4 - Схема роботи установки і наклеювання тензорезисторів

Така схема наклеювання забезпечує таку чутливість тензорезисторів до деформації кручення і одночасно забезпечує компенсацію можливих деформацій згину та температурних похибок.

Для запобігання обриву виводів тензорезисторів з'єднання виконано через перехідні контактні площадки

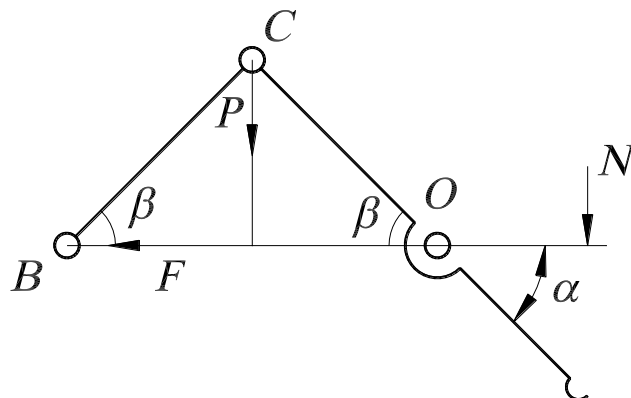


Рисунок 2.5 - Схема роботи установки

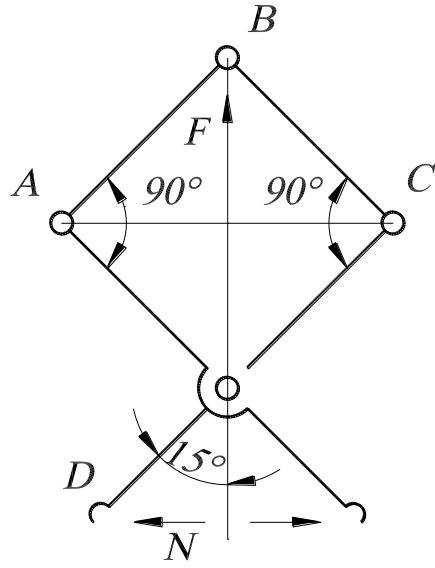


Рисунок 2.6 - Схема роботи установки

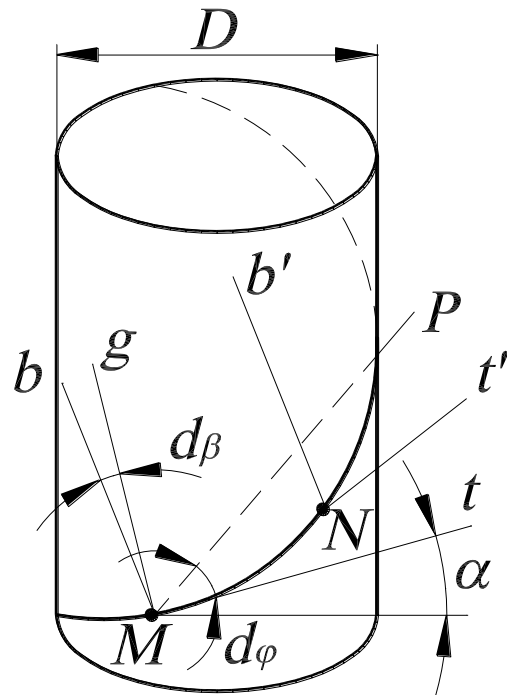


Рисунок 2.7 - Наклеювання тензорезисторів

### 2.3 Розрахунок точності установки

Загальна похибка приладу складається з похибки визначення моменту, похибки визначення кута повороту, похибки встановлення пружини.

Похибка визначення моменту не перевищує  $\Delta_1 = 1\%$  для даного типу перетворювача.

Похибка визначення кута повороту залежить від класу приладу. Для класу А вона складає:  $A=21$ .

Похибку базування визначимо через зазори в місцях кріплення пружин.

При виконанні отворів по Н12, а пружини по h12 при діаметрі дроту  $d=8$ мм максимальний зазор складає:

$$S_{max} = TD + Td = 0.15 + 0.15 = 0.3 \text{ мм} . \quad (2.20)$$

Враховуючи два посадочних гнізда, загальний люфт складає:

$$\Delta S = 2S_{max} = 0.6 \text{ мм} . \quad (2.21)$$

При середньому діаметрі пружини:  $d_{сер.} = 72$ мм.

Похибка кута становитиме:

$$\Delta v = \frac{\Delta S \cdot 360}{\pi \cdot D} = \frac{0.6 \cdot 360}{3.14 \cdot 72} = 0.9 \text{ град} = 57' . \quad (2.22)$$

При послідовному впливі загальна похибка:

$$\Delta = \Delta v + A = 57' + 2' = 59' \approx 1^\circ . \quad (2.23)$$

За умови використання приладу на кут  $\varphi = 180^\circ$  при максимальному моменті  $M_{max} = 50 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ , похибка моменту при такій похибці відліку становитиме:

$$\Delta_M = \frac{M_{\max} \cdot \Delta}{\varphi} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1}{180^\circ} = 2.78 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (2.24)$$

$$\text{або } \Delta_{M,\%} = \frac{\Delta m}{100} = \frac{2.78 \cdot 10^2}{100} = 2.78\%$$

Враховуючи похибку визначення моменту, загальна похибка приладу становитиме:

$$\Delta_{\Pi,\Pi} = \sqrt{\Delta m^2 + \Delta_1^2} = \sqrt{2.78^2 + 1^2} = 2.8\% . \quad (2.25)$$

Вибір двигуна

Для приводу механізму навантаження використаємо кроковий двигун.

Попередньо виберемо двигун з числом кроків  $n=24$ .

Така кількість кроків дозволить забезпечити дискретність навантаження:

$$\Delta\varphi = \frac{360}{n \cdot i} = \frac{360}{24 \cdot 63} = 0.238 \text{ град.} = 14'17'' . \quad (2.26)$$

де  $i$ -передаточне відношення черв'ячного редуктора.

На вал двигуна діятимуть моменти  $M_0$  та від динамічних навантажень  $M_g$ :  $M = M_0 + M_g$ .

Момент опору від закручування пружини визначено раніше і він становить:  $M_0 = 1074 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ .

Приведений момент інерції:

$$I_{np.} = I_r + I_M + \frac{I_{r,k} + I_3}{i}, . \quad (2.27)$$

де  $I_r = \frac{Q_r \cdot R_r^2}{2}$  - момент інерції черв'яка,

$Q_r$ - маса черв'яка.

$$Q_r = \rho \cdot v_2 = 7.6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3.14 \cdot 12^2}{4} \cdot 60 = 51.5 \text{ г}, \quad (2.28)$$

де  $\rho = 7.6 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3$  - густина сталі,

$v$  - об'єм черв'яка.

$$I_r = \frac{51.5 \cdot \left(\frac{12}{2}\right)^2}{2} = 928 \text{ г} \cdot \text{мм}^2 = 9.28 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2. \quad (2.29)$$

Момент інерції муфти приймемо, як для стандартної муфти табличне значення:

$$I_M = 2.2 \cdot 10^2 \text{ г} \cdot \text{мм}^2. \quad (2.30)$$

Момент інерції черв'ячного колеса:

$$I_{r,k} = \frac{Q_{r,k} \cdot R_{r,k}^2}{2}, \quad (2.31)$$

де  $Q_{r,k}$ - маса колеса.

$$Q_{r,k} = \rho \cdot v = 8 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3.14 \cdot 70^2}{4} \cdot 18 = 595 \text{ г}. \quad (2.32)$$

$$I_{r,k} = 595 \cdot \frac{70^2}{8} = 3.6 \cdot 10^5 \text{ г} \cdot \text{мм}^2 = 3.6 \cdot 10^3 \cdot \text{мм}^2 = 3.6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$$

Момент інерції захвату і валу:

$$I_3 = \frac{Q_3 \cdot R_3^2}{2}, \quad (2.33)$$

де  $Q_3$ - маса захвату (приблизно).

$$Q_3 = \rho \cdot u = 7.8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3.14 \cdot 80^2}{4} \cdot 110 = 4.3 \cdot 10^3 \text{ г}$$

$$I_3 = 4.3 \cdot 10^3 \cdot \frac{80^2}{8} = 3.5 \cdot 10^6 \text{ г} \cdot \text{мм}^2 = 3.5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$$

Отже приведений момент інерції:

$$I_{np} = I_r + I_M + \frac{I_{r,k} + I_3}{i} = 9.28 + 22 + \frac{3.6 \cdot 10^3 + 3.5 \cdot 10^4}{63} = 645 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.34)$$

При заданій граничній частоті обертання:

$$n_{\text{об.}} = 1000 \frac{\text{об.}}{\text{хв}} = 16,7 \frac{\text{об.}}{\text{с}} \quad (2.35)$$

і кількості кроків  $n=24$  кутове прискорення в момент запуску двигуна становитиме:

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t_k}, \quad (2.36)$$

де  $\omega$  -кутова швидкість, встановлена ,

$\omega_0=0$ - початкова кутова швидкість,

$t_k$ - час проходження одного кроку.



Кутова швидкість:

$$\varpi = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 1000}{30} = 104.7 c^{-1} \quad (2.37)$$

Час одного кроку:

$$t_k = \frac{60}{n_{\text{об.}} \cdot n} = \frac{60}{1000 \cdot 24} = 2.5 \cdot 10^{-5} \text{ сек.} \quad (2.38)$$

Кутове прискорення:

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t_k} = \frac{104.7 - 0}{2.5 \cdot 10^{-3}} = 4.2 \cdot 10^{-3} c^{-2}.$$

Динамічний момент опору:

$$M_g = I_{np.} \cdot \varepsilon = 645 \cdot 4.2 \cdot 10^3 = 2.7 \cdot 10^3 H \cdot мм \quad (2.39)$$

Сумарний момент опору на валу двигуна:

$$M = M_0 + M_1 = 1.07 \cdot 10^3 + 2.7 \cdot 10^3 = 3.77 \cdot 10^3 H \cdot мм \quad (2.40)$$

Прийmemo двигун типу ДШ 200, для якого М- максимальний пусковий момент:

$$M_{\text{пус.}} = 5,0 H \cdot м.$$

Напруга живлення  $U_{\text{жив}} = 27 В$ .

Кількість фаз обмоток  $K = 4$ .

Режим роботи – реверсивний-тривалий.

### 3 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Дослідження прогину балки при згині валу під дією вимірювального зусилля

Розглянемо деформацію балки довжиною  $l$  під дією навантаження  $F$ , що розміщене в одній з головних площин інерції ( $xOy$ ) (рисунок 1).

Балка вигинається в тій же площині, а її поперечні січення повертаються і одночасно дістають поступальне переміщення. Прогин балки будемо вважати додатнім, якщо переміщення відповідної точки відбувається в напрямку осі  $y$  і кут повороту  $\varphi$  будемо вважати додатнім при повороті січення проти годинникової стрілки. У зв'язку з малою деформацією балки можна прийняти, що:  $\text{tg}\varphi \approx \varphi$ , а також  $\text{tg}\varphi = \frac{dy}{dx}$ , а звідси відомо:  $\varphi(x) = \frac{dy(x)}{dx}$ .

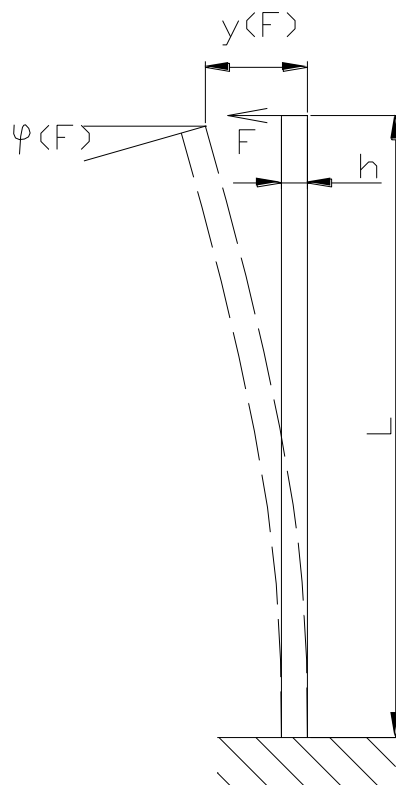


Рисунок 3.1 - Схема прогину балки під дією навантаження

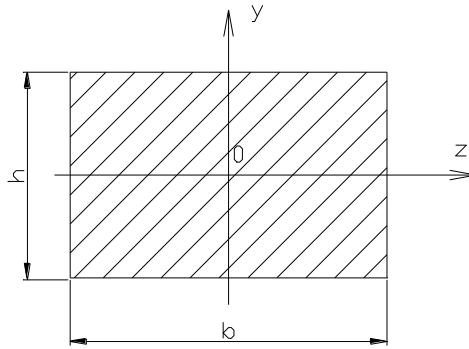


Рисунок 3.2 - Січення балки

Деформація тієї чи іншої ділянки балки визначається викривленням її зігнутої вісі, тобто кривизною. З опору матеріалів відомо:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{E \cdot J(x)}$$

де  $\rho(x)$ - кривизна осі балки в точці  $x$ ;

$M(x)$ - крутний момент в січенні  $x$ ;

$E$ - модуль пружності матеріалу балки;

$J(x)$ - момент інерції січення балки відносно осі  $x$ .

З курсу вищої математики відомо таке рівняння:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{2}{3}}}$$

Порівнявши між собою попередні вирази, отримаємо:

$$\frac{M(x)}{E \cdot J(x)} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{2}{3}}}$$

Отримане рівняння буде точним рівнянням зігнутої осі балки. Інтегрування такого рівняння представляє певні труднощі. У знаменнику попереднього рівняння є сума двох доданків:

$$1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2 = 1 + tg^2\varphi$$

При малих деформаціях величина другого доданка набагато менша за перший (наприклад при  $\varphi=1^\circ$ ,  $tg\varphi\approx 0.02$ ,  $tg^2\varphi=0.0004\ll 1$ ). Без суттєвої для практичних цілей похибки цими величинами можна знехтувати. Тоді дістанемо диференціальне рівняння:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{E \cdot J(x)}$$

При згині валу поворот січення  $x$  будемо вираховувати як результат дії зовнішніх сил:

$$M(x) = F \cdot (l - x)$$

Підставивши це рівняння у попередній вираз маємо:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{F \cdot l}{E \cdot J(x)} - \frac{F \cdot x}{E \cdot J(x)}$$

Проінтегруємо двічі:

$$\varphi(x) = \frac{F \cdot l \cdot x}{E \cdot J(x)} - \frac{F \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J(x)} + A$$

$$y(x) = \frac{F \cdot l \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot J(x)} - \frac{F \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot J(x)} + A \cdot x + B$$

Для визначення сталих А і В візьмемо граничні умови:

- 1) при  $x=0$ ,  $\varphi=0$ ;
- 2) при  $x=0$ ,  $y=0$ .

Звідси маємо, що  $A=0$  і  $B=0$ .

Тоді маємо кінцеві рівняння прогину і кута повороту балки:

$$y(x) = \frac{F \cdot x^2}{6 \cdot E \cdot J(x)} \cdot (3 \cdot l - x)$$

$$\varphi(x) = \frac{F \cdot x}{2 \cdot E \cdot J(x)} \cdot (2 \cdot l - x)$$

На рис. 3.3 показано межі деформації балки впродовж її довжини для різних матеріалів (з модулем Юнга  $E=[2.11e11, 1.1e11, .8e11, 5e11]$ ) і різних геометричних параметрів січення ( $h=[.00433, .004]$ ,  $b=[.00433, .01]$ ).

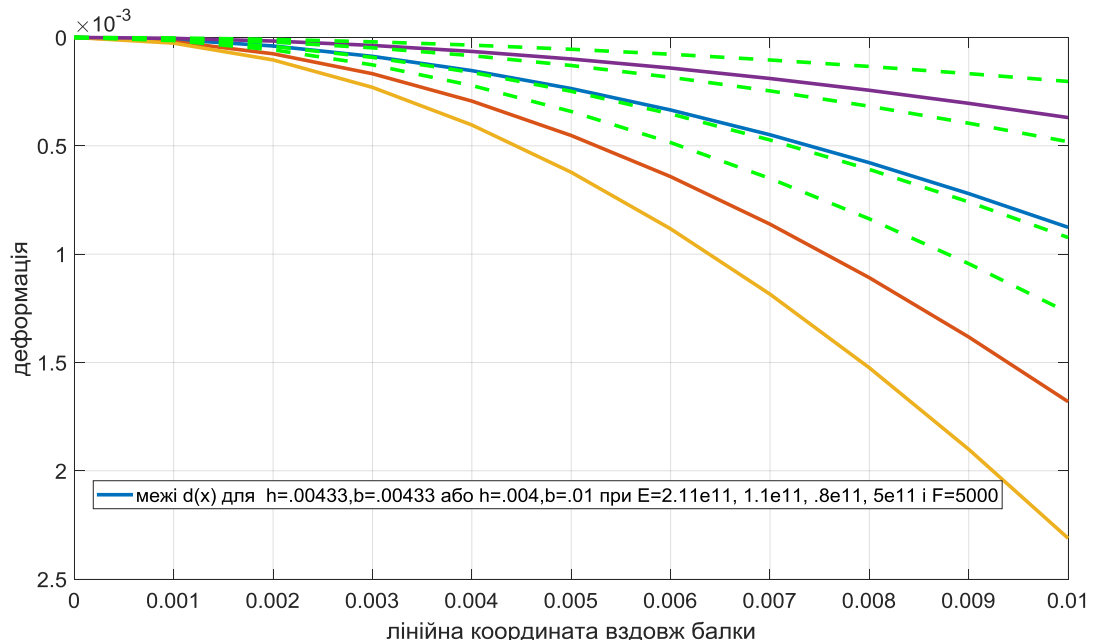


Рисунок 3.3 - Межі деформації балки впродовж її довжини для різних матеріалів і різних геометричних параметрів січення

Межі кута повороту січення балки впродовж її довжини для різних матеріалів (з модулем Юнга  $E=[2.11e11, 1.1e11, .8e11, 5e11]$ ) і різних геометричних параметрів січення ( $h=[.00433, .004], b=[.00433, .01]$ ) при прикладеному зусиллі  $F=2500$  показані на рис. 3.4.

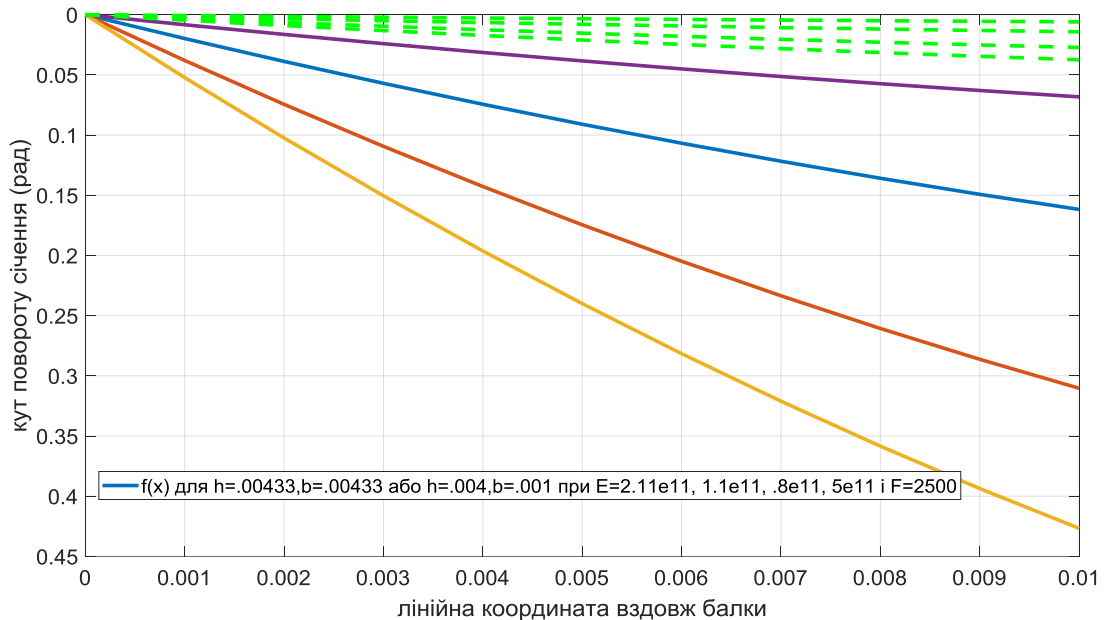


Рисунок 3.4 - Межі кута повороту січення балки впродовж її довжини для різних матеріалів і різних геометричних параметрів січення

Розрахунки і візуалізація результатів дослідження здійснювалася в середовищі MATLAB на розробленому програмному забезпеченні.

Як бачимо, геометричні параметри в більшій мірі впливають на кут повороту січення аніж на значення самої деформації.

Розроблене програмне забезпечення дозволяє моделювати явище прогину в межах пружних деформацій при довільних заданих робочих параметрах вузла:

## Текс програми обчислення

```

l=.025;
for j=1:2;
Iz=b(j)*(h(j)^3)/12;
for i=1:4;
d=x.^2*F.*(3*1-x)/E(i)/Iz/6;
if j==1
    plot(x,d)
else
    plot(x,d,'--g')
end
axis('ij')
grid on
hold on
end
end
legend('d(x) for a=.00433,b=.00433 or a=.004,b=.01 at E=2.11e11, 1.1e11, .8e11,
5e11 and F=5000')
xlabel('length ')
ylabel('deformation ')
figure
F=5000;
x=[0:.001:1];
h=[.00433 .004];
b=[.00433 .01];
for j=1:2;
Iz=h(j)*(b(j)^3)/12;
for i=1:4;
d=x.*(2*1-x)*F/E(i)/Iz/2;
if j==1
    plot(x,d)
else
    plot(x,d,'--g')
end
axis('ij')
grid on
hold on
end
end
end

```

Враховуючи січення балки рівняння залежності прогину балки та кута повороту від навантаження будуть мати вид:

$$y(F) = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3}$$

$$\varphi(F) = \frac{6 \cdot F \cdot l^2}{E \cdot b \cdot h^3}$$

де  $b$ - ширина балки;

$h$ - товщина балки;

$E$ - модуль пружності матеріалу балки;

$l$ - робоча довжина балки.

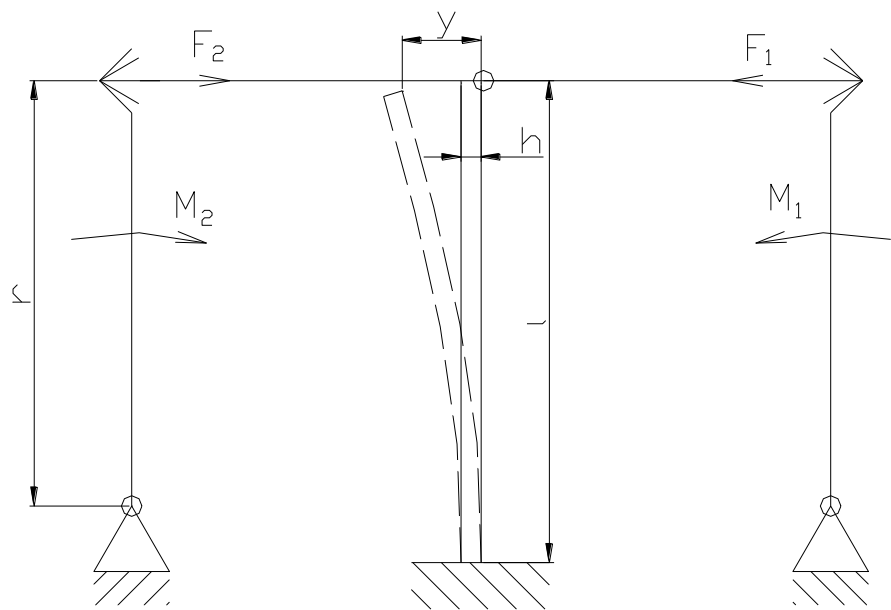


Рисунок 3.5 - Схема розрахунку навантажень на тензобалку

Величину навантаження  $F$ , що діє на балку виходячи з рисунку 3.5 ми можемо знайти за формулою:

$$F = F_1 - F_2$$

де  $F_1$ — зусилля дії на балку зі сторони валу;



$F_2$ — зусилля дії на балку зі сторони механізму фіксації деталі;

Прогин балочних елементів буде відбуватися не лише під дією згину валу, а може бути викликаний також торцевим та радіальним биттям підшипників.

Так як величина деформації обох балочних елементів викликана торцевим биттям підшипників, однакова, то міст залишається збалансованим. Значення зусиль  $F_1$  і  $F_2$  ми можемо знайти з формул:

$$F_1 = \frac{M_1 + \Delta_1}{r} \quad \text{і} \quad F_2 = \frac{M_2 - \Delta_2}{r}$$

де  $M_1$  і  $M_2$  – крутні моменти підшипників;

$\Delta_1$  і  $\Delta_2$  – крутні моменти викликані впливом зміщення центру мас

$r$  - робоча довжина передаючого плеча.

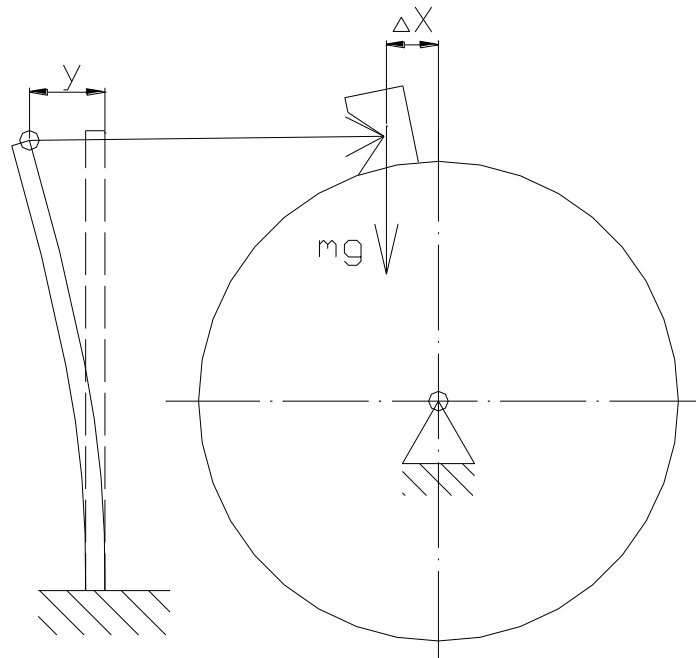


Рисунок 3.6 - Схема визначення впливу зміщення центру мас.

Крутний момент викликаний впливом зміщення центру мас зовнішньої вставки підшипника виходячи з рисунку 4.6 можна визначити з формули:

$$\Delta_1 = \Delta x \cdot m_1 \cdot g$$

де  $\Delta x$  – максимальне відхилення навантаження  $m_1 \cdot g$ ;

$m_1$  – маса виступаючої частини зовнішньої вставки.

Нехай биття верхнього підшипника по відношенню до нижнього направлено вправо.

В цьому випадку тензодатчики  $R_1$  та  $R_4$  стискаються, а  $R_2$  та  $R_3$  розтягуються на одну і ту ж величину.

Рахуємо вихідний опір кожного плеча моста рівним  $2R$ . Якщо в результаті деформації опір кожного тензодатчика змінюється на  $\Delta R$ , то отримуємо такі опори:

$$R_1 = R - \Delta R = R_4; \quad R_2 = R + \Delta R = R_3$$

Тоді величину навантаження  $F$ , що діє на балку ми можемо записати:

$$F = \frac{M_1 + \Delta x \cdot m_1 \cdot g}{r} - \frac{M_2 - \Delta x \cdot m_2 \cdot g}{r} = \frac{1}{r} \cdot (M_1 - M_2 + \Delta x \cdot g \cdot (m_1 + m_2))$$

Тоді рівняння прогину балки при згині валу під дією вимірювального зусилля буде мати вид:

$$y = \frac{4 \cdot l^3 \cdot (M_1 - M_2 + \Delta x \cdot g \cdot (m_1 + m_2))}{E \cdot b \cdot h^3 \cdot r}$$

де  $M_1$  і  $M_2$  – контрольовані крутні моменти опору обертання зразкового і контрольованого підшипників;

- $b$ - ширина балки;  
 $h$ - товщина балки;  
 $E$ - модуль пружності матеріалу балки;  
 $l$ - робоча довжина балки;  
 $m_2$  – маса електромагніту захвату зовнішнього кільця  
 контрольованого підшипника;  
 $m_1$  – маса виступаючої частини зовнішньої вставки;  
 $\Delta x$  – максимальне відхилення навантаження  $m_1 \cdot g$ ;  
 $r$  - робоча довжина передаючого плеча.

Підставивши граничні числові значення, отримаємо максимальне значення прогину балки від контрольованого крутного моменту:

$$y = \frac{4 \cdot 0.028^3 \cdot (1.5 \cdot 10^{-3} - 2.25 \cdot 10^{-3})}{2.1 \cdot 10^9 \cdot 0.007 \cdot 0.0002^3 \cdot 0.0028 - 4 \cdot 0.028^3 \cdot 9.8 \cdot (0.01 + 0.005)} = 3.42 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

### 3.2 Ймовірностний і статистичний аналіз прогину тензобалки від її товщини

Проведемо ймовірносний аналіз залежності прогину тензобалки від її товщини  $h$ , якщо величина  $h$  є рівномірно розподіленою в діапазоні  $[h_0 - \Delta h; h_0 + \Delta h]$ . Якщо  $h$  рівномірно розподілена величина, то ймовірність появи її в заданому діапазоні рівна 1:

$$G_h = \int_{h_0 - \Delta h}^{h_0 + \Delta h} g_h \cdot dh = 1$$

де  $G_h$  – ймовірність появи величини  $h$ ;

$g_h$  – густина розподілу величини  $h$ .

Знайдемо густину розподілу  $g_h$  з інтегралу:

$$\int_{h_0 - \Delta h}^{h_0 + \Delta h} g_h \cdot dh = 1$$

$$\int_{h_0 - \Delta h}^{h_0 + \Delta h} g_h \cdot dh = g_h \cdot (h_0 + \Delta h - (h_0 - \Delta h)) = 2 \cdot g_h \cdot \Delta h = 1$$

$$g_h = \frac{1}{2 \cdot \Delta h}$$

Густину розподілу прогину тензобалки ми можемо знайти за формулою:

$$g_{\Delta y} = g[\psi(\Delta y)] \cdot |\psi'(\Delta y)|$$

де  $g_{\Delta y}$  – густина розподілу прогину тензобалки;

$\psi(\Delta y)$  – функція обернена до функції  $\Delta y = f(h)$ .

Знайдемо обернену функцію  $\psi(\Delta y)$ , якщо пряма функція буде:

$$y = \frac{4 \cdot l^3 \cdot (M_1 - M_2 + \Delta x \cdot g \cdot (m_1 + m_2))}{E \cdot b \cdot h^3 \cdot r}$$

Для спрощення виразу введемо заміни:

$$A = 4 \cdot l^3 \cdot (M_1 - M_2 + \Delta x \cdot g \cdot (m_1 + m_2));$$

$$B = E \cdot b \cdot r;$$

$$y = \frac{A}{B \cdot h^3}$$

Тоді маємо:

$$\psi(y) = \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y}}$$

Знайдемо похідну функції  $\psi(y)$ :

$$\psi'(y) = -\frac{1}{3} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}}$$

Отже тепер ми можемо знайти густину розподілу прогину тензобалки:

$$g_y = \frac{1}{2 \cdot \Delta h} \cdot \left(-\frac{1}{3}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}} = -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}}$$

Ймовірність появи величини  $y$  в заданому діапазоні ми можемо знайти за формулою:

$$G_y = \int_0^y g_y \cdot dy$$

$$G_y = -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot \int_0^y y^{-\frac{4}{3}} dy = \frac{1}{2 \cdot \Delta h} \cdot y^{-\frac{1}{3}} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} = \frac{1}{2 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y}}$$

Отже ми знайшли формули густини розподілу та ймовірності розподілу прогину тензобалки від її товщини  $h$ , якщо величина  $h$  є рівномірно розподіленою в діапазоні  $[h_0 - \Delta h; h_0 + \Delta h]$ :

$$g_y = -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}}$$

$$G_y = \frac{1}{2 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y}}$$

Математичне сподівання величини  $y$  буде:

$$M(y) = \int_0^y y \cdot g(y) \cdot dy = \int_0^y y \cdot \left(-\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}}\right) \cdot dy = -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot \int_0^y y^{-\frac{5}{3}} dy =$$

$$= \frac{1}{4 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot y^{-\frac{2}{3}} \Big|_0^y = \frac{1}{4 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot y^{-\frac{2}{3}}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$A = 4 \cdot 0.028^3 \cdot (1.5 \cdot 10^{-3} - 2.25 \cdot 10^{-3} + 3.42 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot (0.01 + 0.005)) = 0.02171 \cdot 10^{-6} \text{ [Н} \cdot \text{м}^4\text{]}$$

$$B = 2.1 \cdot 10^9 \cdot 0.007 \cdot 0.028 = 0.4116 \cdot 10^6 \text{ [Н]}$$

$$M(y) = \frac{1}{4 \cdot 20 \cdot 10^{-6}} \cdot \sqrt[3]{\frac{0.02171 \cdot 10^{-6}}{0.4116 \cdot 10^6}} \cdot (3.42 \cdot 10^{-3})^{\frac{2}{3}} = 0.00206 \text{ м.}$$

Дисперсія величини  $y$  буде:

$$\begin{aligned} D(y) &= \int_0^y y^2 \cdot g(y) \cdot dy - [M(y)]^2 = \int_0^y y^2 \cdot \left( -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B \cdot y^4}} \right) \cdot dy - [M(y)]^2 = \\ &= -\frac{1}{6 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot \int_0^y y^{\frac{2}{3}} \cdot dy - [M(y)]^2 = \frac{1}{10 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot y^{\frac{5}{3}} \Big|_0^y - [M(y)]^2 = \\ &= \frac{1}{10 \cdot \Delta h} \cdot \sqrt[3]{\frac{A}{B}} \cdot y^{\frac{5}{3}} - [M(y)]^2 \end{aligned}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$D(y) = \frac{1}{10 \cdot 20 \cdot 10^{-6}} \cdot \sqrt[3]{\frac{0.02171 \cdot 10^{-6}}{0.4116 \cdot 10^6}} \cdot (3.42 \cdot 10^{-3})^{\frac{5}{3}} - [2.06 \cdot 10^{-3}]^2 = 0.2436 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Тоді середнє квадратичне відхилення для  $y$  буде рівне:

$$\delta = \sqrt{D(y)}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$\delta = \sqrt{0.2436 \cdot 10^{-6}} = 0.4935 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

## 4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

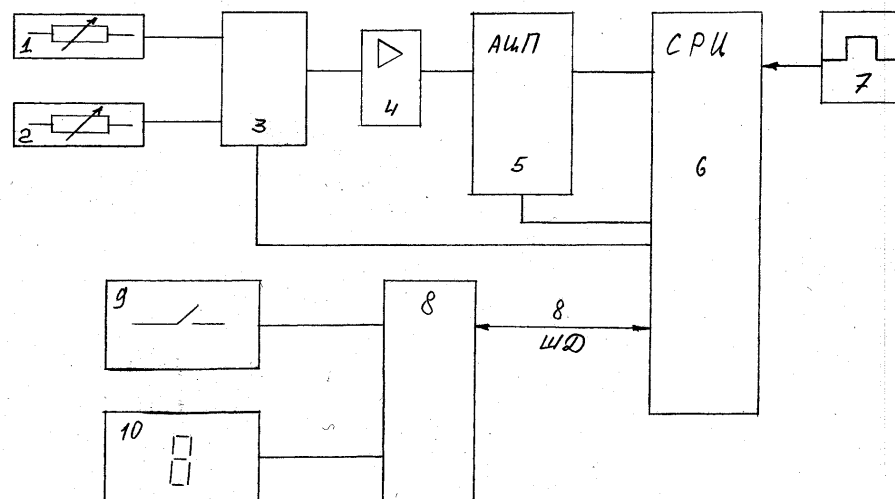
### 4.1 Призначення та структурна схема блоку керування

Сучасний розвиток науково–технічного процесу вимагає все більшої кількості спеціалістів в галузі мікропроцесорної техніки, автоматизованого керування і контролю. На сьогоднішній день все більше використовується пристроїв з автоматизованим керуванням, які можуть працювати без втручання людини.

Електричний блок керування роботою повірочного станду призначений для:

- опитування двох тензомостів
- перетворення аналогових сигналів із них в цифрову форму
- опитування клавіатури
- вивід вимірних значень навантажень на індикатори

Структурна схема блоку приведена на рисунку 4.1



1, 2 – тензомости; 3 – коммутатор; 4 – підсилювач; 5 – аналогово –  
цифровий перетворювач; 6 – однокристална мікро ЕОМ (ОМЕОМ);  
7 – тактовий генератор; 8 – контролер клавіатури та індикації;  
9 – клавіатура; 10 – блок індикації

Рисунок 4.1 - Структурна схема електронного блоку

#### 4.2 Опис роботи схеми

При прикладенні навантаження до тензобалок двохкомпонентного динамометра виникає різниця потенціалів на виходах тензомостів, пропорційна прикладеному навантаженню.

За допомогою комутатора 3 сигнали з двох мостів по черзі подаються на диференціальний підсилювач 4, де підсилюються до рівня максимально допустимого для АЦП тобто 10 В. Це забезпечує максимальну чутливість вимірювального каналу та приводить до зменшення похибок перетворення АЦП. АЦП працює згідно діаграми рис. 4.2

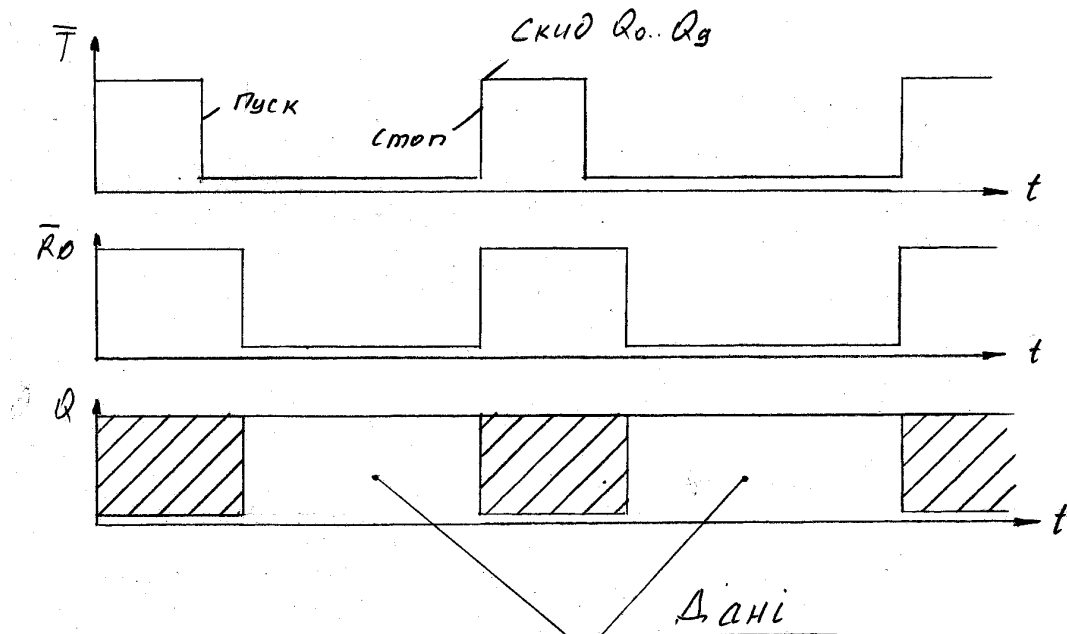


Рисунок 4.2 - Діаграма роботи АЦП



На вхід Т поступає з ОМЕОМ “1-0” – початок перетворення. За час  $t_g = 30$  мкс АЦП перетворює аналоговий сигнал в код і на виході RØ встановлюється Ø. З цього моменту можна знижувати результат перетворення з  $Q_0...Q_9$  в пам’ять ОМЕОМ. При появі ”1” та виході Т перетворений код складається.

ОМЕОМ після обробки коду з АЦП, подає на контролер клавіатури та індикації цифри, які повинні відображатись на індикаторах.

### 4.3 Розрахунок елементів схеми

Вихідні дані для розрахунків.

1. Максимальне навантаження  $P_{\max}$ , Н = 1064
2. Максимальна деформація тензобалки  $E_{\max} = 0,0035$
3. Гранична похибка  $\delta_p$ , % - 1,5

При деформації  $E_{\max}$  виберемо тензорезистор ПКБ-30-400 з такою характеристикою

1. Номінальний опір  $R_0 = 400$
2. Коефіцієнт тензочутливості  $K_T = 2,1$
3. Допустима деформація  $E_{zp} = 0,005$
4. Нелінійність  $\delta_L^T$ , % -  $\pm 0,1$

При такій деформації  $E_{\max}$  зміна опору тензорезистору буде рівна

$$\Delta R^{\max} = R_0 \cdot E_{\max} \cdot K_T$$

$$\Delta R^{\max} = 400 \cdot 0,0035 \cdot 2,1 = 2,94 \text{ Ом}$$

Напруга на виході моста:

$$U_M^{\max} = U_{\text{ж}} \frac{\Delta R^{\max}}{R_0}$$

Де  $U_{ж}$  – напруга живлення моста, В

$$U_M^{\max} = 30 \frac{2,94}{2 \cdot 400} = 0,11 \text{ В}$$

АЦП вибираємо з умови забезпечення необхідної точності перетворення  $\delta_p / 3$

$$N \geq \log_2 \frac{100}{\delta_p} \cdot 3 = \log_2 \frac{100 \cdot 3}{1,5} = 7,2$$

Виберемо  $N = 10$ ; АЦП 1113ПВ1

Характеристика АЦП 1113ПВ1

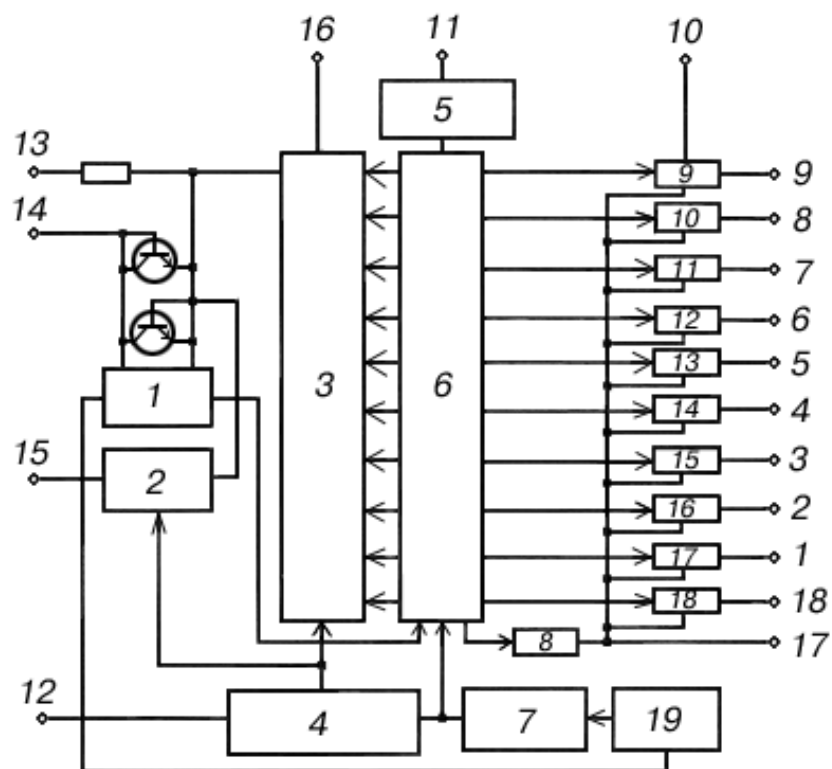
1. Число розрядів  $N$       10
2. Нелінійність  $\delta_L, \%$        $\pm 0,1$
3. Диференціальна нелінійність  $\delta_{LD}, \%$        $\pm 0,1$
4. Час перетворення  $t_e, \text{ мкс}$       30
5. Вхідний аналоговий сигнал  $U_{\text{вх}}, \text{ В}$       0...10

Коефіцієнт підсилення диференціального підсилювача:

$$K_U = \frac{U_{\text{вх}}^{\text{АЦП}}}{U_M^{\max}}$$

$$K_U = \frac{10}{0,11} = 91$$

## Функціональна схема АЦП 1113ПВ1



- 1 - компаратор; 2 - схема управления сдвигом нуля;  
 3 - 10-разрядный ЦАП; 4 - ИОН; 5 - схема гашения;  
 6 - 10-разрядный РПП; 7 - формирователь тактовой частоты;  
 8 - формирователь ГД; 9...18 - буферные устройства;  
 19 - генератор тактовой частоты.

Рисунок 4.3 - Функціональна схема АЦП 1113ПВ1

#### 4.4 Огляд використовуваних засобів САПР

При розробці даного проекту нами були використовували наступні засоби САПР: AutoCad 2004, виробництва фіри Autodesk і КОМПАС-3D V9, виробництва російської фірми Аскон.

Система AutoCAD 2014 може використовуватися в локальному або мереженому варіанті.

Для її нормального функціонування потрібно отримати спеціальний код авторизації від фірми Autodesk.

Перші версії AutoCAD містила в основному інструменти для простого двовимірного креслення, які поступово доповнювалися і розвивалися. В результаті система стала дуже зручним "електронним кульманом".

Великою перевагою системи AutoCAD, як засобу креслення, є можливість подальшого формування електронного архіву креслень.

Кожний із створених таким чином файлів креслень легко редагується, що дозволяє швидко креслення–аналоги по кресленнях–прототипах.

Як засоби захисту від несанкціонованого доступу у файлах малюнків, створених системою AutoCAD 2014, передбачені паролі і електронні цифрові підписи.

Для полегшення процесу випуску проектної документації можна розробляти "бібліотеки стандартних елементів". Як стандартні елементи можуть виступати як цілі файли, так і їх окремі частини.

Ця ідея стала хорошим стимулом для створення на базі системи AutoCAD локальних робочих місць по різних конструкторських, архітектурних і інших напрямках, а також для розробки нових спеціалізованих систем.

Могутнім доповненням до цього є можливість використання мов програмування. Починаючи з AutoCAD 2012, в систему включені спеціальні засоби для контролю стандартів підприємств, що дозволяють управляти шарами, стилями і т.п. Вже десята версія AutoCAD дозволяла виконати

достатньо складні побудови в будь-якій площині простору і їх на різних видових екранах з різних точок зору. Тому вона стала також інструментом моделювання.

Механізм простору листа і видових екранів дав можливість розробляти креслення з проєкціями об'єктів або будівель. У системі AutoCAD по одній моделі можна одержати декілька листів креслярського документа.

AutoCAD 2014 дає розробнику всі необхідні засоби для оформлення креслень: широкий набір графічних примітивів, засоби для автоматичного нанесення розмірів, штрихування, заливки, інструменти для копіювання, повороту, масштабування створюваних об'єктів, функції для компоновки креслень і їх виводу на друк, можливість створення власних бібліотек креслень і часто вживаних елементів.

Ключова особливість AutoCAD – це його невичерпні можливості налаштувань. Змінювати можна що завгодно: призначені для користувача меню, систему команд, стилі відображення об'єктів.

Розвинений інтерфейс програмування, що підтримує мови AutoLISP, Visual Lisp, Visual Basic for Applications і навіть C++, дає можливість користувачу будувати власні системи автоматизованого проєктування, повною мірою користуючись функціоналом AutoCAD.

Завдяки цьому, AutoCAD став загальноприйнятою платформою для створення САПР.

Другим використовуваним засобом САПР є КОМПАС-3D V14 – система автоматизованого проєктування, розроблена російською компанією «Аскон» з можливостями оформлення конструкторської документації згідно стандартам серії ЕСКД.

Існує в двох версіях: КОМПАС-Графік і КОМПАС-3D, відповідно призначених для плоского двовимірного креслення і проєктування.

КОМПАС-Графік може використовуватися як повністю інтегрований в КОМПАС-3D модуль роботи з кресленнями і ескізами, так як самостійний продукт.

Система орієнтована на підтримку стандартів ЕСКД.

КОМПАС-Графік автоматично генерує асоціативні види трьохмірних моделей (зокрема розрізи, перетини, місцеві розрізи, місцеві види, види по стрілці, види з розривом). Всі вони асоційовані з моделлю: зміни в моделі приводять до зміни зображення на кресленні.

Стандартні види автоматично будуються в проекційному зв'язку. Дані в основному написі креслення (позначення, найменування, маса) синхронізуються з даними з трьохвимірної моделі.

Існує велика кількість додаткових бібліотек до системи КОМПАС, що автоматизують різні спеціалізовані завдання.

Основне завдання, що виконується системою КОМПАС-3D — моделювання виробів з метою істотного скорочення періоду проектування і швидкого їх запуску у виробництво.

Ці завдання досягаються завдяки наступним можливостям:

- швидкого отримання конструкторської і технологічної документації, необхідної для випуску виробів (складальних креслень, специфікацій, деталювань і т.д.)
- передачі геометрії виробів в розрахункові пакети
- передачі геометрії в пакети розробки програм, що управляють, для устаткування з ЧПУ
- створення додаткових зображень виробів (наприклад, для складання каталогів, створення ілюстрацій до технічної документації і т.д.).

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

У нашому випадку проводиться вимірювання осьового та радіального навантаження та крутного моменту. Похибка вимірювання крутного моменту та зусиль навантажень не повинна перевищувати 1% від діапазону

вимірювання. В якості чутливих елементів, що визначають величину навантаження, використовуються тензодатчики.

Найпростішим і найоптимальнішим варіантом у даному випадку буде підсилення сигналів з тензодатчиків та перетворення його у двійковий код. Даний код можна передати без спотворень на вхід мікроЕОМ.

Похибку підсилення схеми підсилювача можна зменшити за рахунок використання прецизійних малощумящих підсилювачів та опорів та застосування у схемі підстройки напруги зміщення та програмної калібровки нуля.

Похибку АЦП можна зменшити за рахунок вибору АЦП певного типу з різною розрядністю.

Перевагою даного методу є те, що процес вимірювання (навантаження) можна проводити з різною швидкістю без зміни похибки вимірювання (верхня межа швидкості вимірювання обмежується лише максимальною швидкістю перетворення АЦП), 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 та спряження по послідовному порту з персональним компютером типу ІВМ РС значно розширити можливості приладу.

#### 4.6 Опис структурної схеми і алгоритму функціонування системи

На рисунку 4.4 представлена структурна схема системи, що складається з таких основних складових: клавіші вибору режиму вимірювання, блоку відображення результатів вимірювання (динамічна індикація), послідовного інтерфейса, що спряжує систему з персональним компютером, аналого-

цифрового перетворювача (АЦП), чотирьох тензодатчиків, чотирьох підсилювачів аналогових сигналів від тензодатчиків, комутатора, що перемикає аналогові сигнали з виходів підсилювачів на вхід АЦП.

Робота системи полягає в наступному: сигнали від тензодатчиків поступають на підсилювачі, де підсилюються до заданого рівня і за допомогою комутатора перемикаються на вхід АЦП, де перетворюються на двійковий код і подаються на вхід мікро-ЕОМ.

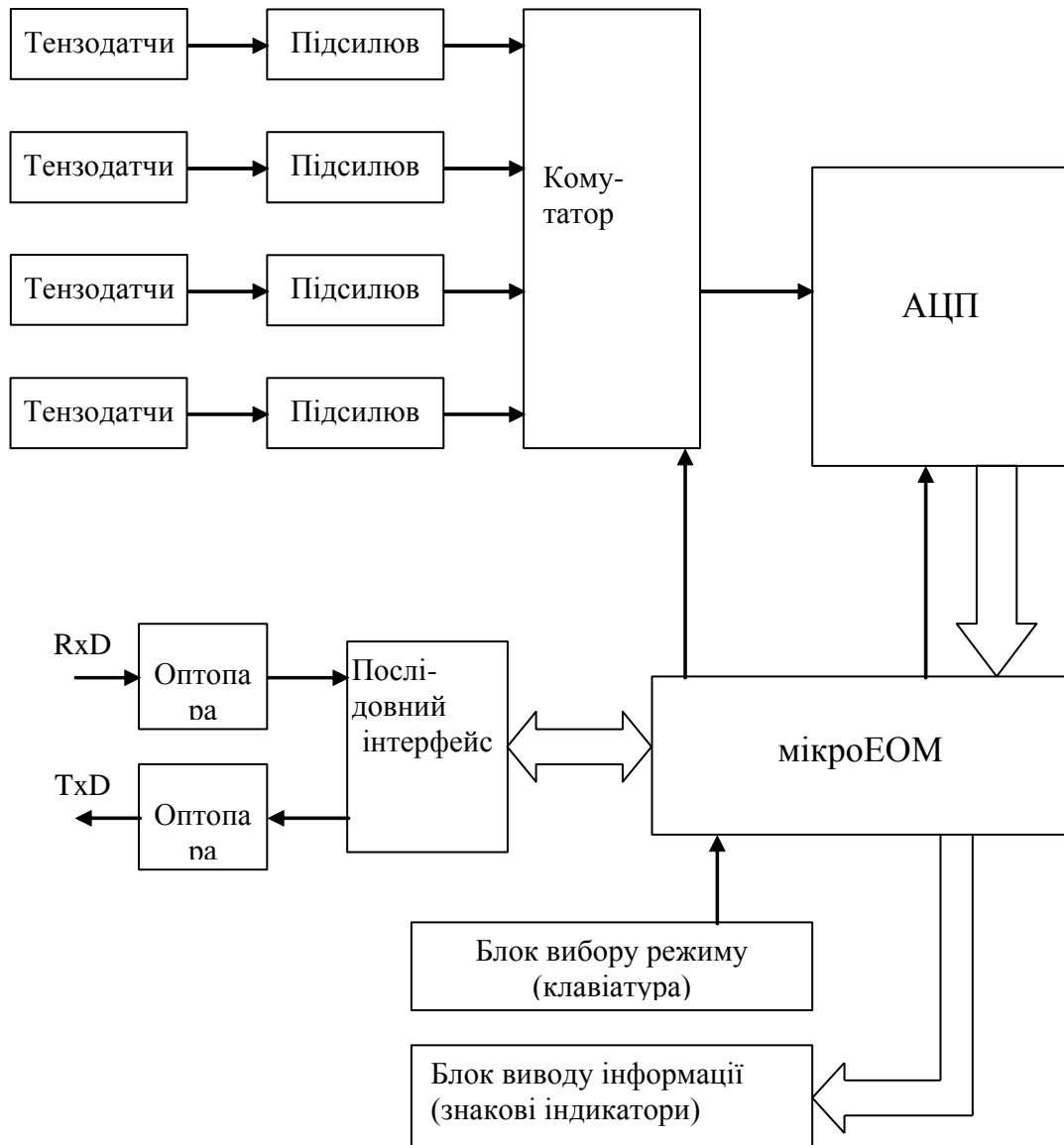


Рисунок 4.4 - Структурна схема електричної схеми приладу

Через послідовний інтерфейс мікроЕОМ передає текучу інформацію на персональний компютер на якому відповідно можна будувати графіки контрольованих навантажень, а також текучий результат вимірювань на



динамічну індикацію, а також приймає керування з клавіші вибору режиму вимірювання оператором.

#### 4.7 Опис роботи принципової схеми системи.

Електрична схема приладу складається з таких основних вузлів: блоку обробки інформації і блоку обміну інформації по послідовному порту, блоку відображення інформації, блоку датчиків.

В основі блоку обробки інформації є однокристальна мікроЕОМ типу КМ1816ВЕ751 (мікросхема DD1). З портів P0.0-P0.7 та P3.4-P3.7 мікроЕОМ виводить на динамічну індикацію текучу інформацію про результат вимірювання.

Динамічна індикація, зібрана на мікросхемах DA7-DA10, керується транзисторними ключами зібраними на тран-зисторах VT1-VT4, що по чергово вмикають один з індикаторів DA7-DA10. Світлодіоди VD1-VD3, що вмикає однокристальна мікроЕОМ через порти P0.0-P0.2 та P3.3 сигналізують про вибраний режим роботи. Через порт P3.2 мікроЕОМ опитує клавішу вибору режиму індикації вимірювання.

Розглянемо роботу схеми обробки сигналу від тензодатчика: сигнал від тензодатчика, що складається з чотирьох тензорезисторів R1-R4 які включені по мостовій схемі, поступає на вхід підсилювача зібраного на мікросхемі DA1, де підсилюється.

Аналогічним чином працює схема зібрана на мікросхемах DA2-DA4 і тензорезисторах R5-R12. Напруги з виходів підсилювачів поступають на входи комутатора DA5, де комутуються на вхід десятирозрядного АЦП (мікросхема DA6).

Керується комутатор з портів P1.4-P1.6 мікроЕОМ. В залежності від коду поданого на комутатор до входу АЦП підключається один з виходів підсилювачів.

З порта P1.3 мікроЕОМ проводиться запуск АЦП, тоді напруга на вході АЦП перетворюється у двійковий код і на вхід порта P1.2 з АЦП подається сигнал готовності даних після чого мікроЕОМ у порти P2.0-P2.7 і P1.0-P1.1 зчитує дані з виходу АЦП. З портів P3.0 і P3.1 мікроЕОМ через оптопари DA11 і DA12 формує послідовний інтерфейс для обміну даними з персональним компютером.

#### 4.8 Розрахунок параметрів схеми

Проведемо розрахунок елементів схеми.

Підберемо транзистори:

а) для ключів вмикання знакових індикаторів транзистори VT1-VT4 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кмаx} > I_H, \quad U_{кемаx} > U_{ж}, \quad (4.1)$$

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

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

Вибираємо транзистори VT1-VT4 типу КТ361Ж з такими параметрами:

$U_{кемаx} = 10$  В,  $I_{кмаx} = 0.05$  А,  $h_{21Э} = 50 \dots 350$ .

б) для ключа вмикання світлодіодів VD1-VD3 транзистор VT5 приймаємо виходячи з умови:

$$I_{кмаx} > I_H, \quad U_{кемаx} > U_{ж}, \quad (4.2)$$

де  $I_H$  – струм, споживаний світлодіодом,  $I_H = 0.015$  А;

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

Вибираємо транзистор VT5 типу КТ361Ж з такими параметрами:

$U_{кемаx} = 10$  В,  $I_{кмаx} = 0.05$  А,  $h_{21Э} = 50 \dots 350$ .

Знайдемо опір резистора зворотнього зв'язку R20 диференційного підсилювача на мікросхемі DA1 з формули:

$$K = \frac{R20}{R18} \quad (4.3)$$

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

$$K = \frac{U_{вих}}{U_{вх}} \quad (4.4)$$

де  $U_{вих}$ -напруга на виході підсилювача,  $U_{вих}=10$  В (для мікросхеми АЦП 1113ПВ1 згідно її паспортних даних діапазон зміни вхідної напруги становить 0...10 В);

$U_{вх}$ - напруга на вході підсилювача.

Визначимо вхідну напругу на підсилювачі DA1 з моста тензорезисторів за формулою:

$$U_{BX} = \frac{\Delta R}{2 \cdot R} \cdot U_{ж} \quad (4.5)$$

де  $U_{ж}$  - напруга живлення моста,  $U_{ж}=5$  В;

$\Delta R$ - максимальна зміна опору тензорезистора,  $\Delta R=2$  Ом;

$R$ - номінальний опір тензорезистора,  $R=500$  Ом;

Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$U_{BX} = \frac{2}{2 \cdot 500} \cdot 5 = 0.01 \text{ В.}$$

Отже тепер маємо вихідну формулу для знаходження значення резистора R20 підсилювача DA1:

$$R20 = \frac{U_{\text{вих}}}{U_{\text{вх}}} \cdot R18 \quad (4.6)$$

Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$R20 = \frac{10}{0.01} \cdot 1000 = 1000000 \text{ Ом.}$$

Отже, приймаємо значення R20 з ряду стандартних значень рівним 910 кОм. Значення резисторів R18=R15=1 кОм, R17=R20=910 кОм.

В зв'язку з тим, що параметри тензорезисторів змінюються в часі (пливуть), для зменшення похибки вимірювання та для більш точної настройк підсилювача послідовно з резистором R20 в коло поставимо підстроєчний резистор R21 опором 100 кОм, а послідовно з резистором R17 в коло підстроєчний резистор R16 опором 100 кОм.

Так як схеми включення інших тензодатчиків (R5-R12) аналогічні попередній схемі, то і аналогічним чином приймаємо значення резисторів R22-R52 для мікросхем DA2-DA4.

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

$$I_b > I_{\text{бнас}} = \frac{I_k}{h_{21Э}} \quad (4.7)$$

де  $I_b$ - струм бази, А;

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

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

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

Опір резистора знаходимо за формулою:

$$R_{\sigma} = \frac{U_{\text{ж}} - 0.6}{I_{\sigma}} \quad (4.8)$$

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

Підставивши числові значення отримаємо:

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

Вибираємо опори резисторів R53, R55, R57, R59 з ряду стандартних значень рівними 10 кОм.

Підберемо АЦП для нашої схеми виходячи з умови:

$$\varepsilon_{\text{АЦП}} \leq \varepsilon - \varepsilon_{\text{д}} - \varepsilon_{\text{оп}} \quad (4.9)$$

де  $\varepsilon$  – загальна похибка вимірювання,  $\varepsilon=1\%$

$\varepsilon_{\text{д}}$  – похибка датчика,  $\varepsilon_{\text{д}}=0.3\%$

$\varepsilon_{\text{оп}}$  – похибка підсилювача,  $\varepsilon_{\text{оп}}=0.25\%$

$$\varepsilon_{\text{АЦП}} \leq 1 - 0.3 - 0.25 = 0.45\%$$

Як бачимо, максимальна похибка АЦП повинна становити 0.45%.

вибираємо з довідника 10-розрядний АЦП типу К1113ПВ1 з такими параметрами:

- розрядність –10
- похибка квантування,  $\varepsilon_{\text{кв}}=0.1\%$  (1 м.р.інтегральна похибка,  $\varepsilon_{\text{i}}=0.2\%$  (2 м.р.);

- диференціальна похибка,  $\varepsilon_d=0.075\%$  (3/4 м.р.);
- похибка від впливу напруги зміщення (для зменшення даної похибки введемо схемну і програмну корекцію напруги зміщення, що забезпечить зменшення останньої до рівня похибки квантування),  $\varepsilon_{зм}=0.1\%$ .

$$t_{\text{перетв}}=30 \text{ мкс}$$

$$U_{\text{ж}}=+5\pm 5\% \text{ (В)}; -15\pm 5\% \text{ (В)}$$

$$U_{\text{оп}}=10 \text{ (В)}.$$

Якщо прийняти, що розподіл значень даних похибок є рівномірним, то тоді значення похибки АЦП становить:

$$\varepsilon_3 = \sqrt{\frac{\varepsilon_{\text{кв}}^2 + \varepsilon_i^2 + \varepsilon_d^2 + \varepsilon_{зм}^2}{3}} = \sqrt{\frac{0.1^2 + 0.2^2 + 0.075^2 + 0.1^2}{3}} = 0.148\% \quad (4.10)$$

Як бачимо, похибка вибраного АЦП не перевищує заданої і тому повністю задовільняє всі умови.

#### 4.9 Аналіз і оцінка похибки схеми

Проведемо розрахунок похибки обробки сигналу від датчиків електричною схемою.

В даній електричній схемі проводиться вимірювання величини навантаження.

Тому похибка вимірювання схеми буде визначатись за формулою:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 \quad (4.11)$$

де  $\varepsilon_1$  - похибка тензодатчика;

$\varepsilon_2$  - похибка підсилювача;

$\varepsilon_3$  - похибка АЦП.

Похибка тензодатчика визначається його фізичними параметрами та параметрами тензорезисторів і становить 0.05%.

Похибка підсилювача містить адитивну і мультиплікативну складові.

Мультиплікативна похибка підсилювача виникає через нестабільність коефіцієнта підсилення і неточність резисторів, що задають коефіцієнт підсилення підсилювача:

$$\varepsilon_{оп} = \varepsilon_R + \varepsilon_{кон} \quad (4.12)$$

Похибка нестабільності коефіцієнта підсилення:

$$\varepsilon_{кон} = \frac{\delta_k}{K_o \cdot \beta + 1} \quad (4.13)$$

де  $K_o$  - коефіцієнт підсилення підсилювача,  $K=39810$  (90 дБ);

$\delta_k$  – нестабільність коефіцієнта підсилення за технічними характеристиками ОП;  $\delta_k=0.1\%$ ;

$\beta$  – коефіцієнт зворотнього зв'язку,  $\beta \approx 0.001$ .

$$\varepsilon_{кон} = \frac{0.1}{39810 \cdot 0.001 + 1} = 0.0029\%$$

Похибка від впливу неточності і нестабільності опорів підсилювача:

$$\varepsilon_R = \sqrt{\varepsilon_{R15}^2 + \varepsilon_{R17}^2 + \varepsilon_{R18}^2 + \varepsilon_{R20}^2} \quad (4.14)$$

Для прецизійних резисторів похибка рівна 0.05%:

$$\varepsilon_R = \sqrt{0.05^2 + 0.05^2 + 0.05^2 + 0.05^2} = 0.1\%$$

Адитивна складова визначається в основному напругами і струмами зміщення і їх температурними дрейфами, а також синфазною завадою і шумами.

У нашій схемі підсилювача застосовано стабілізоване живлення, підстройка напруг зміщення, а також проводиться періодична програмна калібровка, завдяки чому усуваються і враховуються всі дрейфи в тому числі і температурні.

Тому суттєвою складовою адитивної похибки залишаються тільки шуми і нелінійності. Тому формула адитивної складової похибки буде:

$$\varepsilon_U = \frac{(U_{\text{вх.ш}} + I_{\text{вх.ш}} \cdot R_{\text{вх}} + \kappa_{\text{нел}} \cdot U_{\text{вх}}) \cdot \kappa}{U_{\text{вих}}} \quad (4.15)$$

де  $\kappa_{\text{нел}}$  - коефіцієнт нелінійності підсилення підсилювача,  $\kappa_{\text{нел}}=0.001\%$ ;

$U_{\text{вх.ш}}$  – вхідна напруга шумів, В;

$I_{\text{вх.ш}}$  – вхідний струм шумів, А;

$R_{\text{вх.}}$  – вхідний опір підсилювача, Ом;

$\kappa$  - коефіцієнт підсилення підсилювача,  $\kappa=1000$ ;

Для підсилювача типу КР140УД26А  $\kappa_{\text{нел}}=0.001\%$ ,  $U_{\text{вх.ш}}=0.3$  мкВ,  $I_{\text{вх.ш}}=0.02$  нА,  $R_{\text{вх.}}=1.3$  МОм. Отже маємо:

$$\varepsilon_U = \frac{(0.3 \cdot 10^{-6} + 0.02 \cdot 10^{-9} \cdot 1.3 \cdot 10^6 + 10^{-5} \cdot 0.02) \cdot 1000}{10} \cdot 100\% = 0.19\%$$

Отже загальна похибка підсилювача буде:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_R + \varepsilon_{\text{кон}} + \varepsilon_U = 0.1 + 0.0029 + 0.19 = 0.293\% \quad (4.16)$$

Похибка АЦП визначається похибкою квантування і групою інструментальних похибок спричинених неідеальністю електронних вузлів.



Якщо прийняти, що розподіл значень даних похибок є рівномірним, то тоді значення похибки АЦП становить:

$$\varepsilon_3 = \sqrt{\frac{\varepsilon_{кв}^2 + \varepsilon_i^2 + \varepsilon_d^2 + \varepsilon_{зм}^2}{3}} \quad (4.17)$$

де  $\varepsilon_{кв}$  – похибка квантування,  $\varepsilon_{кв}=0.1\%$  (1 м.р.);

$\varepsilon_i$  – інтегральна похибка,  $\varepsilon_i=0.2\%$  (2 м.р.);

$\varepsilon_d$  – диференціальна похибка,  $\varepsilon_d=0.075\%$  (3/4 м.р.);

$\varepsilon_{зм}$  – похибка від впливу напруги зміщення (для зменшення даної похибки введена схемна і програмна корекція напруги зміщення, що забезпечує зменшення останньої до рівня похибки квантування),  $\varepsilon_{зм}=0.1\%$ .

$$\varepsilon_3 = \sqrt{\frac{0.1^2 + 0.2^2 + 0.075^2 + 0.1^2}{3}} = 0.148\%$$

Отже загальна похибка вимірювання зусилля навантаження електричної схеми буде:

$$\varepsilon = 0.05 + 0.293 + 0.148 = 0.491\%$$

Аналогічним чином визначаємо похибки вимірювання інших тензодатчиків.

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 відладці програми,

а також при виробництві невеликими партіями або при створенні систем, що вимагають в процесі експлуатації періодичної підстройки.

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 канала вводу-виводу;
- 5) два 16-бітових багаторежимних таймера/лічильника;
- 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 рисунку 4.5 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:

0000-0001- опитування клавіші "Вибір режиму"

0004- звернення до підпрограми корекції напруг зміщення

0006-000С- вибір 1 тензодатчика

000D-0012-опитування 1 тензодатчика

0015-001В- вибір 2 тензодатчика

001С-0024-опитування 2 тензодатчика

0025 – індикація радіального навантаження

0027 - опитування клавіші "Вибір режиму"

002А-0030 - вибір 3 тензодатчика

0032-003A -опитування 3 тензодатчика

003B - індикація осьового навантаження

Текс програми роботи пристрою керування

003D- опитування клавіші “Вибір режиму”

0040-0046 – вибір 4 тензодатчика

0048-0050 -опитування 4 тензодатчика

0051 - індикація крутного моменту

0053 - опитування клавіші “Вибір режиму”

0056 – підпрограма затримки на 1 с

0058 - опитування клавіші “Вибір режиму”

005B-005C - кінець роботи (програми)

005C-0066- підпрограма затримки на 50 мс

0067-0071 - підпрограма затримки на 1 с

0072-008D – підпрограма корекції напруг зміщення

Підпрограма опитування датчика (008E-00A9):

008E-0094- запуск АЦП

0096-009E- очікування сигналу готовності даних від АЦП

00A1-00A7- запис даних з АЦП в пам'ять мікроЕОМ

00A9- вихід з підпрограми

00AA-00F2 - підпрограма виведення на динамічну індикацію результату

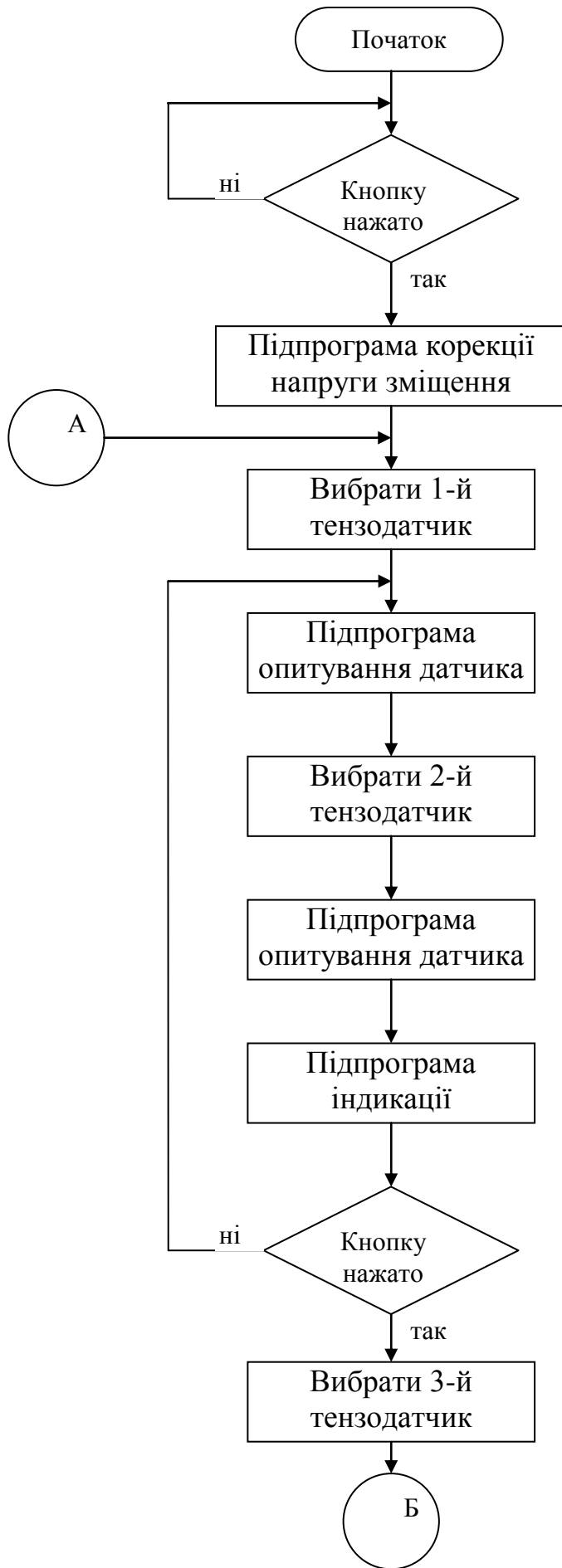


Рисунок 4.5 - Алгоритм роботи програми

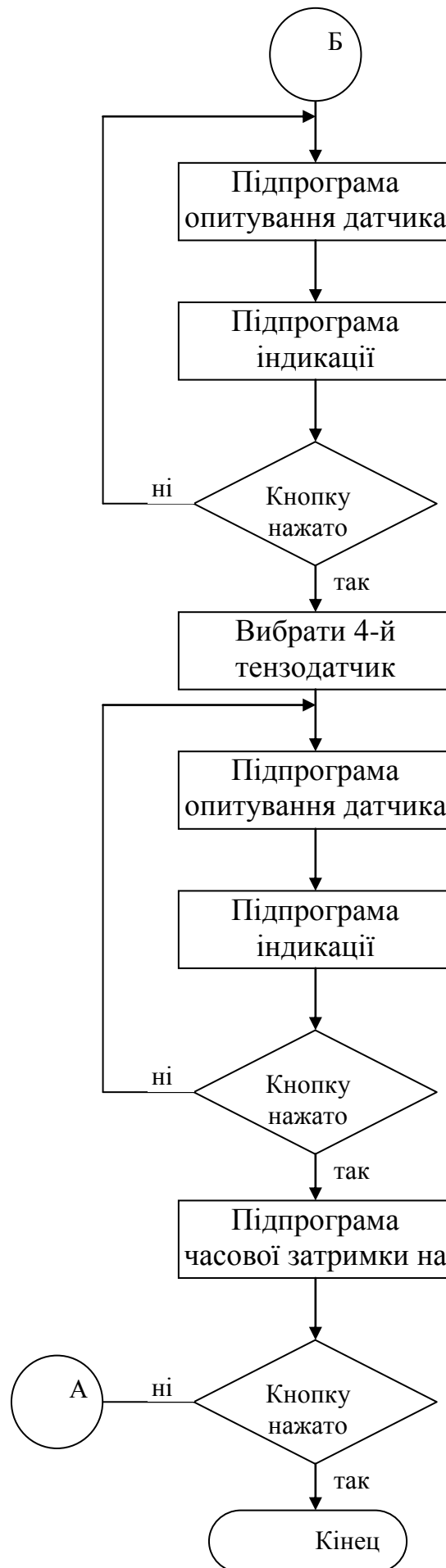


Рисунок 4.5 - Алгоритм роботи програми

2500 A.D. 8051 Macro Assembler - Version 4.02a

-----  
 Input Filename : Gefko.asm

Output Filename : Gefko.obj

```

1 0000 00      M0:  NOP
2 0001 20 B2 FC      M1:  JB P3.2,M0
3 0004 11 72          ACALL KOR
4 0006 C2 94      M2:  CLR P1.4
5 0008 C2 95          CLR P1.5
6 000A C2 96          CLR P1.6
7 000C 00          NOP
8 000D 11 8E          ACALL DAT
9 000F 85 30 40      MOV 40H,30H
10 0012 85 32 42     MOV 42H,32H
11 0015 C2 94      CLR P1.4
12 0017 D2 95      SETB P1.5
13 0019 C2 96      CLR P1.6
14 001B 00      NOP
15 001C 11 8E      ACALL DAT
16 001E 85 30 44   MOV 44H,30H
17 0021 85 32 46   MOV 46H,32H
18 0024 00      NOP
19 0025 11 AA      ACALL IND
20 0027 20 B2 DC   JB P3.2,M2
21 002A C2 94      CLR P1.4
22 002C C2 95      CLR P1.5
23 002E D2 96      SETB P1.6
24 0030 11 5C      ACALL Z05S
25 0032 11 8E      M3:  ACALL DAT
26 0034 85 30 48   MOV 48H,30H
27 0037 85 32 4A   MOV 4AH,32H
28 003A 00      NOP
29 003B 11 AA      ACALL IND
30 003D 20 B2 F2   JB P3.2,M3
31 0040 C2 94      CLR P1.4
32 0042 D2 95      SETB P1.5
33 0044 D2 96      SETB P1.6
34 0046 11 5C      ACALL Z05S
35 0048 11 8E      M4:  ACALL DAT
36 004A 85 30 4C   MOV 4CH,30H
37 004D 85 32 4E   MOV 4EH,32H
38 0050 00      NOP
39 0051 11 AA      ACALL IND
40 0053 20 B2 F2   JB P3.2,M4
41 0056 11 67      ACALL Z1S
42 0058 20 B2 AB   JB P3.2,M2
43 005B 00      NOP
44 005C          END.
45 005C
46 005C 78 F7      Z05S: MOV R0,#F7H
47 005E 00      M5:  NOP

```

Tue Mar 18 2003 18:11

Page 2

```

48 005F 79 F5          MOV R1,#F5H
49 0061 00          M6:  NOP
50 0062 D9 FD          DJNZ R1,M6
51 0064 D8 F8          DJNZ R0,M5
52 0066 22          RET
53
54 0067 78 FF          Z1S: MOV R0,#FFH
55 0069 00          M7:  NOP
56 006A 79 FE          MOV R1,#FEH
57 006C 00          M8:  NOP
58 006D D9 FD          DJNZ R1,M8
59 006F D8 F8          DJNZ R0,M7
60 0071 22          RET
61
62 0072 D2 93          KOR: SETB P1.3
63 0074 C2 93          CLR P1.3
64 0076 00          NOP
65 0077 00          NOP
66 0078 D2 93          SETB P1.3
67 007A 7A 02          MOV R2,#02H
68 007C 1A          M9:  DEC R2
69 007D EA          MOV A,R2
70 007E 60 00          JZ ERROR
71 0080 11 5C          ACALL Z05S
72 0082 20 92 F7          JB P1.2,M9
73 0085 E5 A0          MOV A,P2
74 0087 F5 34          MOV 34H,A
75 0089 E5 90          MOV A,P1
76 008B F5 36          MOV 36H,A
77 008D 22          RET
78
79 008E D2 93          DAT: SETB P1.3
80 0090 C2 93          CLR P1.3
81 0092 00          NOP
82 0093 00          NOP
83 0094 D2 93          SETB P1.3
84 0096 7A 02          MOV R2,#02H
85 0098 1A          M10: DEC R2
86 0099 EA          MOV A,R2
87 009A 60 00          JZ ERROR
88 009C 11 5C          ACALL Z05S
89 009E 20 92 F7          JB P1.2,M10
90 00A1 E5 A0          MOV A,P2
91 00A3 F5 30          MOV 30H,A
92 00A5 E5 90          MOV A,P1
93 00A7 F5 32          MOV 32H,A
94 00A9 22          RET
95
96 00AA C2 B4          IND: CLR P3.4
97 00AC D2 B5          SETB P3.5
98 00AE D2 B6          SETB P3.6
99 00B0 D2 B7          SETB P3.7
100 00B2 00          NOP
101 00B3 85 40 80          MOV P0,40H
102 00B6 78 F2          MOV R0,#F2H

```

Tue Mar 18 2003 18:11

Page 3

103	00B8	00	M11: NOP
104	00B9	00	NOP
105	00BA	D8 FC	DJNZ R0,M11
106	00BC	D2 B4	SETB P3.4
107	00BE	C2 B5	CLR P3.5
108	00C0	D2 B6	SETB P3.6
109	00C2	D2 B7	SETB P3.7
110	00C4	00	NOP
111	00C5	85 41 80	MOV P0,41H
112	00C8	78 F2	MOV R0,#F2H
113	00CA	00	M12: NOP
114	00CB	00	NOP
115	00CC	D8 FC	DJNZ R0,M12
116	00CE	D2 B4	SETB P3.4
117	00D0	D2 B5	SETB P3.5
118	00D2	C2 B6	CLR P3.6
119	00D4	D2 B7	SETB P3.7
120	00D6	00	NOP
121	00D7	85 42 80	MOV P0,42H
122	00DA	78 F2	MOV R0,#F2H
123	00DC	00	M13: NOP
124	00DD	00	NOP
125	00DE	D8 FC	DJNZ R0,M13
126	00E0	D2 B4	SETB P3.4
127	00E2	D2 B5	SETB P3.5
128	00E4	D2 B6	SETB P3.6
129	00E6	C2 B7	CLR P3.7
130	00E8	00	NOP
131	00E9	85 43 80	MOV P0,43H
132	00EC	78 F2	MOV R0,#F2H
133	00EE	00	M14: NOP
134	00EF	00	NOP
135	00F0	D8 FC	DJNZ R0,M14
136	00F2	22	RET



Tue Mar 18 2003 18:11

Page 4

Defined	Symbol Name	Value	References
Pre	BSECT	0000	
Pre	CODE	0000	
79	DAT	008E	8 15 25 35
Pre	DATA	0000	
44	END.	005C	
96	IND	00AA	19 29 39
62	KOR	0072	3
1	M0	0000	2
2	M1	0001	
85	M10	0098	89
103	M11	00B8	105
113	M12	00CA	115
123	M13	00DC	125
133	M14	00EE	135
4	M2	0006	20 42
25	M3	0032	30
35	M4	0048	40
47	M5	005E	51
49	M6	0061	50
55	M7	0069	59
57	M8	006C	58
68	M9	007C	72
Pre	RSECT	0000	
46	Z05S	005C	24 34 71 88
54	Z1S	0067	41

Lines Assembled : 136

Assembly Errors : 0

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Охорона праці

#### 5.1.1 Вимоги до виробничого освітлення та його нормування

Освітленість у виробничій діяльності має велике значення в зниженні виробничого травматизму, створює нормальні умови для роботи органів зору і підвищує загальну працездатність. Світло забезпечує зв'язок організму з зовнішнім середовищем, володіє високою біологічною і тонізуючою дією. Зір - головний "інформатор" людини; біля 90% всієї інформації про зовнішній світ поступає в наш мозок через очі.

Виробниче освітлення, правильно спроектоване і виконане, призначено для рішення наступних питань: воно поліпшує умови зорової роботи, знижує втомність, сприяє збільшенню продуктивності праці; добре впливає на виробниче середовище, здійснюючи позитивну психологічну дію на працівника; підвищує безпеку праці і знижує травматизми на виробництві.

До теперішнього виробничого освітлення ставляться високі вимоги не тільки гігієнічного, але і техніко-економічного характеру.

Для освітлення виробничих приміщень використовують природне і штучне освітлення.

Створення сприятливих умов праці, які виключають скору втому зору, виникнення нещасних випадків і сприяючих збільшенню продуктивності праці, можливо тільки освітлювальною установкою, яка відповідає наступним вимогам:

а) освітленість на робочому місці повинна відповідати зоровим умовам праці;

б) необхідно забезпечити достатньо рівномірне розподілення яскравості на робочій поверхні, а також в границях навколишнього середовища;

в) на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні;

г) в околі зору повинний бути відсутній прямий і відбитий блиск. Блиск-збільшена яскравість поверхні, який викликає порушення зорових функцій;

д) величина освітленості повинна бути постійною в часі;

е) треба вибирати оптимальну направленість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглядати внутрішні поверхні деталей, в других - розрізняти рельєфність елементів робочої поверхні;

є) необхідно вибирати необхідний спектральний склад світла;

ж) освітлювальна установка не повинна бути джерелом додаткової небезпеки і шкідливості. Необхідно звести до мінімуму тепловиділення, небезпеку ураження струмом і її пожежонебезпечність;

з) установка повинна бути зручною, надійною і простою в експлуатації.

У діючих нормах штучного освітлення в виробничих приміщеннях задаються як кількісні (величина мінімальної освітленості, допустима яскравість в околі зору), так і якісні характеристики (показник осліпленості, глибина пульсації освітленості), які важливі для створення нормальних умов праці.

Для освітлення виробничих приміщень в першу чергу слід застосовувати газорозрядні лампи незалежно від прийнятої системи освітлення у зв'язку з великою перевагою їх перед лампами розжарювання економічного і світлотехнічного характеру. Використання ламп розжарювання можливе тільки в випадках неможливості використання газорозрядних ламп.

Прийнято роздільне нормування освітленості в залежності від застосованого джерела світла і системи освітлення. Величина мінімальної освітленості встановлюється відповідно умовам зорової роботи, які визначаються найменшим розміром об'єкта розпізнавання, контрастністю об'єкта з фоном і характеристикою фона.

При визначенні норми освітленості необхідно враховувати ряд вимог, які викликають необхідність збільшення рівня освітленості, вибраного по точності зорової роботи.

При роботі на приладі зорові роботи відносимо до III розряду, тому що прилад призначений для контролю розмірів отворів діаметру 40Н7, і покази потрібно знімати досить точно, бо від цього залежить похибка вимірювання. Величина мінімальної освітленості для III розряду зорової роботи приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Найменша освітленість на робочій поверхні в виробничих приміщеннях

Розмір об'єкту розпізнання	Розряд роботи	Під-розряд	Контраст об'єкту з фоном	Фон	Найменша освітленість, лк			
					при газорозрядних лампах		при лампах розжарювання	
					комбі-новане	одне спільне	комбі-новане	одне спільне
Від 0,3 до 0,5	III	а	Малий	темний	2000	500	1500	300
		б	Малий	середній				
		в	Середній	темний	750	300	600	200
		г	Малий	світлий				

Підвищення освітленості потрібно передбачати також в приміщеннях з недостатнім по нормам природного світла, яке при бічному освітленні складає менше 80% нормуючого значення, а при верхньому не менше 60%. В деяких випадках необхідно зменшувати нормуючі освітленості, наприклад: тимчасове перебування людей в приміщенні.

У приведених нормах для газорозрядних ламп значення нормованої освітленості вище, чим для ламп розжарювання, в наслідок великої світловіддачі цих ламп. Система комбінованого освітлення, як більш економічна, має норми освітленості вище, чим для спільного освітлення.

Таким чином, в норми закладена тенденція підвищення освітленості у всіх випадках, коли її можна збільшити за рахунок підвищення економічності установки. Для виключення частково переадаптації зору із-за нерівномірного

освітлення в приміщенні при системі комбінованого освітлення необхідно, щоб світильники загального освітлення створювали не більше 10% нормованої освітленості.

Для обмеження осліплюючої дії світильників загального освітлення в виробничих приміщеннях показник осліпленості не повинен перевищувати 20-80 одиниць в залежності від часу роботи і її зорового розряду.

При освітлені виробничих приміщень газорозрядними лампами, які живляться змінним струмом промислової частоти 50 Гц, необхідно обмежити глибину пульсації освітленості. Допустимий коефіцієнт пульсації в залежності від системи освітленості і характеру виконуваної роботи не повинні перевищувати 10-20%.

### 5.1.2 Характеристика небезпечних зон обладнання і заходи безпеки при роботі

Сучасні машинобудівні заводи обладнані самими різними видами технологічного обладнання. Його використання полегшує працю людини, робить її продуктивнішою. Однак в ряді випадків робота цього обладнання пов'язана з виробничою небезпекою, тобто можливістю дії на працюючих небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

Основними вимогами, які ставляться з точки зору охорони праці при проектуванні машин і механізмів, є: безпека для здоров'я та життя людини, надійність, зручність експлуатації.

Безпечна робота виробничого обладнання забезпечується правильним вибором принципів його дії, кінематичних схем, конструктивних рішень, робочих тіл, параметрів робочих процесів, використанням різних захисних засобів.

Зовнішні контури захисних засобів повинні вписуватись в контури основного обладнання. Необхідно старатись, щоб ці захисні засоби дозволяли вирішувати декілька задач одночасно і по можливості конструктивно суміщались з машинами і агрегатами, являючись їх

складовою частиною. При наявності в агрегатів електроприводу останній повинен бути виконаний в відповідності з Правилами побудови електричних установок.

Надійність машин і механізмів визначається ймовірністю порушення нормальної роботи обладнання. Такого роду порушення можуть стати причиною аварій і, в кінцевому результаті, травм.

Велике значення в забезпеченні надійності роботи машин і механізмів має наявність необхідних контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматичного керування і регулювання.

При відмові автоматики надійність роботи технологічного обладнання визначається ефективністю дій осіб, які його обслуговують. Однак це, в свою чергу, залежить від того, в яких умовах проходить робота людей, чи відповідають ці умови можливостям людського організму. Тому виробниче обладнання повинно проектуватись з врахуванням фізіологічних і психологічних можливостей людини, а також з врахуванням його антропологічних даних. Врахування останніх також необхідно і при організації робочого місця. Всі види технологічного обладнання повинні бути зручними для огляду, змашування, розборки, наладки, прибирання, транспортування, встановлення і керування ними в роботі.

Небезпечна зона – це простір, в якому діють постійно або виникають періодично фактори, які є небезпечними для життя або здоров'я людини.

Небезпечна зона локалізована в просторі навколо будь-яких рухомих елементів, ріжучого інструменту, оброблюваних деталей, планшайб, зубчастих, пасових і ланцюгових передач, зубчастих зачеплень, робочих столів верстатів, підйомно-транспортних машин, вантажів. У всіх вказаних випадках присутня небезпека травмування осіб, які обслуговують обладнання, рухомими частинами останнього. Особлива небезпека виникає в випадку, коли можливий захват одягу або волосся працюючого робочими частинами обладнання.

Наявність небезпечної зони може бути пов'язано з небезпекою ураження електричним струмом, з дією теплових, електромагнітних та іонізуючих випромінювань, а також з дією шуму, вібрації, ультразвуку, шкідливих парів, газів, пилу, з можливістю травмування відлітаючими частинами матеріалу заготовки та інструменту при обробці, з вилітанням оброблюваної деталі через погане її закріплення або поломки.

Габарити небезпечної зони в просторі можуть бути постійними (зона між пасом і шківом і т. п.) і перемінним (прокатне поле прокатних станів, зона різання при зміні характеру обробки, параметрів обробки, ріжучого інструменту і т. п.).

При проектуванні технологічного обладнання в машинобудуванні і його експлуатації необхідно враховувати застосування пристроїв, які або виключають можливість контакту людини з небезпечною зоною, або знижують небезпеку контакту. Такого роду пристроями є засоби захисту працюючих, використовувані для попередження або зменшення впливу на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Засоби захисту класифікуються на дві великі групи:

- а) колективні, які забезпечують безпеку виробничого обладнання;
- б) індивідуальні, які забезпечують безпеку виробничих процесів.

Всі використовувані в машинобудуванні захисні засоби можна розділити на наступні основні групи: огорожувальні, запобіжні, блокуючі, сигналізуючі, а також системи дистанційного керування машинами і спеціальні пристрої.

Огорожувальні пристрої – засоби захисту, які обмежують доступ людини в небезпечну зону. Їх поділяють на три основні груп: стаціонарні (нез'ємні), рухомі (з'ємні) і переносні.

Запобіжні захисні засоби призначені для автоматичного відключення агрегатів і машин при відхиленні якого-небудь параметру, який характеризує режим роботи обладнання, за межі допустимих значень.

Сигнальні пристрої – це засоби інформації про роботу технологічного обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, які при цьому виникають. По призначенню системи сигналізації поділяють на три групи: оперативна, попереджувальна і опізнавальна. По методу інформації розрізняють сигналізацію: звукову, візуальну, комбіновану (світло-звукову) і одоризаційну (по запаху).

Аналізуючи проектувану установку можна виділити наступні небезпечні зони:

а) електродвигун і блок керування – можливість ураження електричним струмом;

б) завантажувальна і сортувальна частини установки – виникає можливість травмування в моменти завантаження рухомими частинами завантажувача;

в) електродвигун, рука-маніпулятор, кінематичні пари гвинт-гайка – створюють небезпеку обертовими рухами, так як виникає можливість намотування одягу і травмування;

Для виключення можливості ураження електричним струмом в установці використано захисне заземлення струмопровідних частин. Редуктори і кінематичні пари гвинт-гайка виконані в корпусах, які закривають їх рухомі елементи. Тип і метод кріплення електродвигуна закривають його вал від випадкового дотику рукою, одягом чи іншими речами.

Для виключення попадання людини в інші небезпечні зони доцільно використати стаціонарну огорожу по обидві сторони установки з попереджувальними знаками.

## 5.2 Безпеки в надзвичайних ситуаціях

### 5.2.1 Оцінка стійкості роботи підприємства в надзвичайних ситуаціях природного характеру



Кожний об'єкт в залежності від особливості його виробництва і інших характеристик має свою специфіку. Але об'єкти мають багато спільного: виробничий процес здійснюється, як правило, в середині споруд і будівель, самі споруди випадків виконані з уніфікованих елементів, територія об'єкту насичена інженерними, комунальними і енергетичними лініями, окремо розташовані технологічні установки, мережа внутрішнього транспорту, системи зв'язку і управління, складське господарство, різноманітні будівлі і споруди адміністративного, побутового і господарського призначення [12].

Принципами стійкості промислового підприємства в надзвичайних ситуаціях є єдина нормативна і директивна база, яка включає:

- Конституцію України;
- закон про цивільну оборону України;
- положення ЦО;
- нормативні документи по стійкості об'єктів;
- директиви начальника штабу ЦО України.

Стійкість роботи промислового підприємства складається із:

- стійкості інженерно-технічного комплексу (будівель, споруд, систем енерго-, газо-, водозабезпечення, технологічного обладнання і т.п.) до дії зовнішніх факторів при аваріях, катастрофах, стихійному лихові, а також при застосуванні щодо них сучасної зброї;
- стійкості виробничої діяльності (захист виробничого персоналу, надійність системи управління, постачання поновлення роботи в найкоротші терміни).

Фактори, від яких залежить стійкість роботи об'єктів в надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу:

1. надійність захисту робітників і службовців;
2. безпечність розташування об'єкту відносно зон можливих руйнувань;
3. можливість інженерно-технічного комплексу протистояти ударній хвилі будь-якого вибуху і вражаючим діям ядерної зброї;

4. безперервність постачання електроенергією, паливом, сировиною, газом і всім необхідним для випуску продукції;
5. надійність керування виробництвом силами і засобами цивільної оборони;
6. підготовленість підприємства до поновлення виробництва.

Для всіх виробничих об'єктів незалежно від профілю виробництва і призначення, характерні запальні фактори, які впливають на підготовку об'єкта до роботи в надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу. До цих факторів належать район розміщення об'єкту, внутрішнє планування і забудова території об'єкту, системи енергопостачання, технологічний процес, виробничий зв'язок об'єкту, системи управління, підготовленість об'єкту до відбудови виробництва і інше.

Район розміщення об'єкта вивчається за картою (планами). Проводиться аналіз топографічного розміщення об'єкту:

- характер забудови території яка оточує об'єкти (структура, густота, тип забудови);
- наявність на цій території підприємств, які можуть бути джерелами виникнення вторинних факторів ураження;
- природні умови навколишньої місцевості.

З'ясовуються метеорологічні умови району. При вивченні споруд і будівель об'єкту дається характеристика споруд основного і допоміжного виробництва, споруд, які не будуть використані у виробництві основної продукції в надзвичайних ситуаціях. Встановлюються основні особливості їх конструкції, вказують технічні дані, необхідні для розрахунків дії ударної хвилі, світлового випромінювання і можливих вторинних факторів ураження. А власне: конструкція, поверхня, довжина і висота, вид каркасу, світлові отвори, покрівля, перекриття. Вказується кількість працівників і службовців, які одночасно перебувають у будівлі, наявність вбудованих і близько розміщених сховищ.

При оцінці території об'єкту визначається вплив густоти і типу забудови, можливість виникнення і розповсюдження пожежі створення завалів входів у сховища.

Вивчення технологічного процесу проводиться з розрахунком специфіки виробництва і змін у виробничому процесі в надзвичайних ситуаціях.

На підприємствах зв'язаних із застосуванням значної кількості сильнодіючих отруйних і горючих речовин, встановлюється їх кількість, оцінюються токсичні властивості, надійність їх зберігання. Визначається їх необхідний мінімум запасів цих речовин, які можуть перебувати на території об'єкту.

Особливу увагу приділяють дослідженню систем газопостачання, оскільки газ з джерела енергії може перетворитись у дуже агресивний вторинний фактор ураження.

Дослідження системи управління об'єктів проводиться на основі вивчення стану пунктів управління і вузлів зв'язку, надійності системи управління виробництвом, розстановки сил. Визначаються також джерела поповнення робочої сили, аналізуються можливості взаємозаміни керівного складу об'єкту. Особлива увага приділяється вивченню системи оповіщення.

При аналізі системи матеріально-технічного постачання дається коротка характеристика цієї системи в нормальних умовах і можливих змін у зв'язку з переходом на випуск нової продукції, оцінюються наявні і планові запаси і можливі продовження строки роботи без постачання.

Підготовка об'єкту до відбудови виробництва визначається на основі вивчення характеру виробництва, складності його устаткування матеріалів.

#### 5.2.2 Підвищення стійкості роботи підприємства, безпечність і можливість інженерного комплексу протистояти надзвичайним ситуаціям

З системою забезпечення стійкості роботи важливих виробничих підприємств в надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу завчасно проводиться комплекс організаційних і інженерно-технічних заходів цивільної оборони, спрямованих на забезпечення захисту населення та підвищення стійкості роботи об'єкту, на утворення необхідних умов для безперебійної роботи.

Під стійкістю роботи промислових підприємств розуміють їх можливість в умовах надзвичайних ситуацій мирного і воєнного часу виробляти продукцію в запланованому обсязі і номенклатурі, а при слабких пошкодженнях відновлювати виробництво в мінімальні терміни.

Нові промислові підприємства повинні будуватись з врахуванням вимог, виконання яких сприяє підвищенню стійкості інженерно-технічного комплексу об'єкту.

Будівлі і споруди на об'єкти необхідно розміщувати розсереджено. Відстань між будівлями повинна забезпечувати протипожежні розриви. Ширина протипожежного розриву  $\alpha_p$  визначається за формулою:

$$\alpha_p = H_1 + H_2 + 15\text{м};$$

де  $H_1$  і  $H_2$  – висоти сусідніх будинків.

Висока стійкість до дії ударної хвилі властива залізобетонній будівлі з металевими каркасами.

Для підвищення стійкості до пожеж в будівлях повинні застосовуватись вогнестійкі конструкції, а також вогнетривка обробка горючих елементів будівлі. В складських приміщеннях повинно бути якомога менше вікон і дверей. Складські приміщення для зберігання легкозаймистих речовин повинні розміщуватись в окремих блоках заглиблено або напівзаглиблено біля кордонів об'єкту або за його межами.

Дороги на території об'єкту повинні бути з твердим покриттям і забезпечувати зручний і найкоротший шлях між виробничими будівлями,

спорудами і складами; в'їздів на територію об'єктів повинно бути не менше двох з різних напрямків.

Системи побутової і виробничої каналізації повинні мати не менше двох випусків в міську каналізаційну мережу і пристосування для аварійних викидів.

Електрозабезпечення повинно здійснюватись від енергосистеми, до складу якої входять електростанції, що працюють на різних видах палива. Великі електростанції потрібно розташовувати одну від одної і від великих міст на відстані, не менше двох радіусів зон можливих руйнувань.

Електроенергію на ділянки належить подавати по належних кабелях, прокладених в землі на глибині 0,8 – 1,2 м.

Для підвищення стійкості постачання об'єктів водою необхідно, щоб система водопостачання[об'єктів] здійснювалась не менше ніж від двох незалежних джерел.

На багатьох виробничих об'єктах газ використовується як паливо, а на хімічних підприємствах і як вихідна сировина. Газопровідні станції необхідно розташовувати за межами міста з різних сторін. Газова мережа закольцовується і прокладається під землею на глибині 0,6 – 1,7 м.

На газовій мережі у визначених місцях повинні бути встановленні автоматичні відключаючі пристрої, які спрацьовують від надлишкового тиску ударної хвилі.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

В даній кваліфікаційній роботі проведено огляд існуючих методів для контролю пружин кручення з відігнутими кінцями, що призначена для створення робочого зусилля піджиму важеля штовхача кулачкового механізму верстату-автомату моделі 9A16K, а також висвітлені технічні засоби які є ефективними при визначенні моменту кручення. Приведено порівняльну характеристику з іншими відомими аналогами та за результатами диференціальної оцінки рівня проектного приладу доведено, що прилад за своїми технічними характеристиками знаходиться на рівні кращих світових аналогів і відноситься до вищої категорії якості.

В ході роботи здійснена розробка структурно-функціональної схеми пристрою, крім того, приведений варіант структурної схем приладу та алгоритм роботи системи.

Як бачимо з вихідної формули, за малої деформації балки, коли можна прийняти що кут повороту площини поперечного перерізу  $\varphi(x) = \frac{dy(x)}{dx}$ , величина прогину тензобалки при згині валу під дією вимірювального зусилля пропорційна значенню контрольованої величини, тобто:

- 1) градувальна характеристика проектного вимірювального перетворювача є лінійною;
- 2) чутливість пристрою до вимірюваної величини у зазначеному діапазоні є сталою.

Дані характеристики будуть дотримуватися, якщо в робочому режимі прогин тензобалки знаходитиметься в межах її пружних деформацій. Цю умову слід враховувати при проектуванні даної вимірювальної системи, підбираючи матеріал та лінійні виміри балки.

Також проведено дослідження імовірнісних характеристик величини прогину при випадкових відхиленнях товщини балки від розрахункового значення. Отримано, закон розподілу густину розподілу та математичне

сподівання прогину коли товщину балки  $h$  вважати величиною, рівномірно розподіленою в певному діапазоні  $[h_0 - \Delta h; h_0 + \Delta h]$ .

Розроблено принципову схему синтезатора сигналу та аналого-цифрового перетворювача і розраховані їх основні вузли. В схемі застосовані напівпровідникові інтегральні схеми вітчизняного виробництва та зарубіжнього, що відповідає сучасним вимогам проектування. Розроблений пристрій керується від персональної ЕОМ, за допомогою програмного забезпечення, яке керує основними блоками та зберігання отриманих результатів і обробляє отримані дані.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

- 1 Элементы приборов и устройств: Курсовое проектирование. Учебное пособие для студентов вузов в 2-х ч. / Н.П. Нестерова, А.П. Коваленко, О.Ф. Тищенко и др.; под редакцией О.Ф. Тищенко. – М.: Высш. школа, 1978. – 232с.
- 2 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т.Т.1 / Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова.-М.: Машиностроение, 1985.-656 с.
- 3 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т.Т.2 / Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова.-М.: Машиностроение, 1985.-494 с.
- 4 Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, К.Н. Явлинский. - Л.: Машиностроение. 1989. - 792 с.
- 5 Справочник материалов: учебник для вузов. Под общ. ред.Г.С.Писаренко. - Киев: Вища школа. 1979. - 696 с.
- 6 Електричні вимірювання електричних та неелектричних величин / Під ред. Е.С. Поліщука.-К.:Вища школа,1978.-352 с.
- 7 Курсовое проектирование деталей машин. С.А.Черновский, К.Н. Бабаев и др. М.: Машиностроение. 1987. - 116 с.
- 8 Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. В 3-х т., - М.: Машиностроение. 1982. 576 с.
- 9 Заблонский К.И. Детали машин. - К.: В. школа, 1985. - 518 с.
- 10 Павлище В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин. –К.: Вища шк., 1993.-556с.
- 11 Плюснин А. К. , Ерданов В. И. , Пин Л.П. Проектирование механических передач приборов .-М.: Высшая шк.,1967.-346с.
- 12 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. –5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1979.-557с.
- 13 Справочник конструктора точного приборостроения /Под. ред. К.Н.Явлинского, -П.: Машиностроение, 1989.-789с.
- 14 Орлов П.И. Основы конструирования. В 2-х т.- М. :Машиностроение, 1988. 1102 с.



- 15 Рудзит А.Я., Плуталов В.Н. Основы метрологии, точность и надёжность в приборостроении.- М. :Машиностроение, 1991 – 303 с.
- 16 Теория и проектирование контрольных автоматов. Учебное пособие для вузов / Под ред. Л.Н.Воронцова, С.Ф. Корндорфа и др. – М.: Высшая школа, 1980.-560с.
- 17 Гусев В.Г., Гусев Ю.М. Электрония: Учебное пособие для приборостроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 1991.-622с.
- 18 Горбунов В.Л., Панфилов Д.Н., Преснухин Д.Л. Справочное пособие по микропроцессорам и микроЭВМ / Под ред. Л.Н.Преснухина. – М.: Высшая школа, 1988.-272с.
- 19 Тищенко О.Ф., Взалединский А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Машиностроение, 1977.
- 20 Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Машиностроение, 1975.-471с.
- 21 Рабинович А.Н. Автоматизация механосборочного производства.- К.: Высшая школа, 1969.-542с.