

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня
бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Пристрій для вимірювання пружних характеристик стопорних кілець

Виконав: студент 4 курсу, групи РН

спеціальності 152 "Метрологія та інформаційно

вимірювальна техніка

(шифр і назва спеціальності)

Федорчук Т.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Дубиняк Т.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Наконечний Ю.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри Паламар М.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра присвячена розробленню автоматизованої установки для дослідження пружних характеристик кільцевих пружин (стопорних кілець).

У роботі проведено аналіз існуючих методів контролю пружних характеристик пружинних елементів та засобів автоматизації процесів вимірювання. На основі проведеного аналізу розроблено конструкцію вимірювальної установки, призначеної для прецизійного визначення деформації кільцевих пружин при прикладанні осьового навантаження.

Спроектована установка забезпечує автоматичне подавання деталей у зону контролю, проведення вимірювань та подальше сортування виробів за результатами контролю.

Для реалізації зазначених функцій розроблено спеціалізований механізм подачі та розбракування деталей, що дозволяє підвищити продуктивність процесу контролю та зменшити вплив людського фактора на результати вимірювань.

У функціональній схемі установки використано сучасні мікропроцесорні засоби керування, які забезпечують високу точність, швидкодію та надійність роботи системи.

Передбачено можливість функціонування установки як у ручному, так і в автоматичному режимах. Керування процесом може здійснюватися за допомогою локальної кнопкової панелі або персонального комп'ютера, що підвищує зручність експлуатації та розширює функціональні можливості обладнання.

У процесі виконання роботи проведено необхідні конструкторські, технічні та економічні розрахунки. Отримані результати підтвердили доцільність впровадження розробленої установки у виробничий процес. Використання автоматизованої системи дозволяє підвищити точність контролю, покращити якість продукції, знизити експлуатаційні витрати та зменшити витрати на технічне обслуговування обладнання.

Також у роботі розглянуто питання охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації вимірювальної установки.

Результати роботи можуть бути використані на машинобудівних підприємствах та підприємствах приладобудівної галузі для автоматизованого контролю пружних характеристик кільцевих пружин і підвищення ефективності виробничих процесів.

Ключові слова: КІЛЬЦЕВА ПРУЖИНА, СТОПОРНЕ КІЛЬЦЕ, ПРУЖНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ДЕФОРМАЦІЯ, АВТОМАТИЗОВАНА УСТАНОВКА, МІКРОПРОЦЕСОРНА СИСТЕМА, ВИМІРЮВАННЯ, КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ, СОРТУВАННЯ ВИРОБІВ, АВТОМАТИЗАЦІЯ

ЗМІСТ

ВСТУП

1 Загально-технічна частина

1.1 Аналіз поставленої задачі

1.2 Принципова схема та алгоритм проведення досліджень

1.3 Пристрої для вимірювання силового впливу

1.4 Сенсори прямолінійних переміщень

2 Конструкторсько-технологічна частина

2.1 Принцип роботи установки

2.2 Розрахунок навантажувального пристрою

2.3 Розрахунок тензобалки

2.4 Циклограма функціонування вимірювальної установки

2.5 Обґрунтування вибору сенсора лінійних зсувів

2.6 Принципова схема підключення тензорезисторів

2.7 Похибка вимірювальної установки

2.8 Аналіз похибок каналу вимірювання лінійних переміщень

3 Спеціальна частина

3.1 САПР та мікропроцесорна техніка

3.2 Робота складових частин мікросхеми ADuC841

3.3 Опис функціональної схеми

3.4 Наукові дослідження та математичне моделювання

3.5 Опрацювання математичної моделі

4 Охорона праці та безпека життєдіяльності

ВИСНОВОК

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

ВСТУП

Результативність виробничого процесу тісно пов'язана зі ступенем його науково-технічного забезпечення, що є фундаментальною запорукою успішної діяльності підприємства.

Від рівня такої підготовки залежать показники виробітку, безперебійність робочих етапів та раціоналізація витрат матеріалів. Крім того, це дозволяє систематично випускати вироби із заздалегідь заданими параметрами та високими стандартами якості. Використання сучасних контрольно-автоматизованих систем дає змогу отримувати максимально точні дані, усувати ризики суб'єктивних помилок персоналу та значно посилювати ринкові позиції компанії.

Основна особливість розробленого апарату полягає у стовідсотковій автоматизації процесів перевірки. Інтеграція новітніх автоматизованих засобів дозволила помітно скоротити час вимірювань, покращити достовірність отриманих даних, налагодити їх самостійну реєстрацію та обробку, а також практично виключити ймовірність хибних дій оператора. Подібний підхід вдосконалює контроль за браком та створює міцну базу для майбутнього об'єднання цього обладнання з комплексними промисловими мережами.

Підсумком виконання проекту стала розробка конструкції механізму, який абсолютно відповідає актуальним критеріям до метрологічного устаткування. Спроектвана установка демонструє надійне функціонування та прецизійне визначення параметрів пружності кільцевих пружин. Вона може бути ефективно впроваджена в промислові лінії з метою оновлення технологічних циклів і підвищення загальної якості кінцевих деталей.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

1 Загально-технічна частина

1.1 Аналіз поставленої задачі

Даний проект зосереджений на розробці механізму, що має на меті вимірювання показників пружності пружин кільцевого типу. Важливість такого дослідження пояснюється потребою в оперативній та високоточній перевірці деталей, що активно використовуються в машинобудівній, приладобудівній та суміжних індустріальних сферах. Систематична перевірка їхніх амортизаційних якостей дозволяє забезпечити суворе дотримання технологічних нормативів та суттєво збільшити ресурс роботи механізмів.

Створена установка слугує для вивчення властивостей кільцевих елементів через визначення залежності між механічним навантаженням та величиною їхнього зминання. Оптимізована будова апарата гарантує безпомилковість результатів та зручність у користуванні, завдяки чому його можна застосовувати прямо на заводських лініях або у відділах перевірки якості.

Пружини є еластичними компонентами, головним завданням яких є пом'якшення динамічних впливів, поглинання коливань, підтримання заданого натягу чи накопичення потенційної енергії.

Головними параметрами цих деталей виступають: здатність до пружного відновлення форми після усунення тиску; жорсткість, що показує зусилля для зсуву на певну відстань; стійкість до руйнування під час робочих процесів; а також робочий ресурс, який визначає термін служби при багаторазових напруженнях.

За принципом дії виділяють: елементи стискання, які коротшають під осьовим тиском; деталі розтягування, що видовжуються (мають спеціальні кріплення на краях); та торсійні, які скручуються від докладеного обертового моменту.

Відповідно до зовнішнього вигляду розрізняють: класичні у формі циліндра; вироби у вигляді конуса із нелінійною жорсткістю; бочкоподібні

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

моделі, стійкі до бічних зміщень; та плоскі спіралі, якими комплектують годинники й точну апаратуру.

Пружини кільцевого типу формуються з набору зовнішніх та внутрішніх металевих елементів, контакт між якими відбувається по скошених площинах. Цей різновид конструкцій має виняткові характеристики з демпфування потужних навантажень.

Залежно від виконуваного завдання існують: демпфери для поглинання ударів (застосовуються в авто та спецтехніці); зворотні механізми, що повертають деталі на початкову позицію; акумулятори енергії для подальшої віддачі; та притискні контакти для забезпечення стабільного струмопроведення.

Щодо сировини для виготовлення, найчастіше обирають сталеві сплави (вуглецеві або леговані), нержавіючу сталь, кольорові метали на зразок латуні й бронзи (для електрики), або ж унікальні сплави для функціонування в складних кліматичних чи хімічних умовах.

Головні напрямки використання охоплюють виробництво автомобілів (амортизатори), домашньої техніки (замкові системи, пральні агрегати), точне приладобудування, а також конструювання медичного та індустріального устаткування.

Щоб проводити статичні перевірки на розтягування або стискання різних видів пружин, експлуатують стенд МИП-0,1 моделі 5053, який цілком задовольняє вимоги стандарту ДСТУ EN ISO 7500-1:2017.

Обладнання має настільний формат і базується на міцному корпусі, доповненому механізмами докладання сили та реєстрації зусиль, разом із датчиком для зчитування лінійних розмірів. Через свою високу безвідмовність цей апарат широко затребуваний у лабораторних практикумах технічних університетів та в цехах заводів для тестування характеристик пружних деталей.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

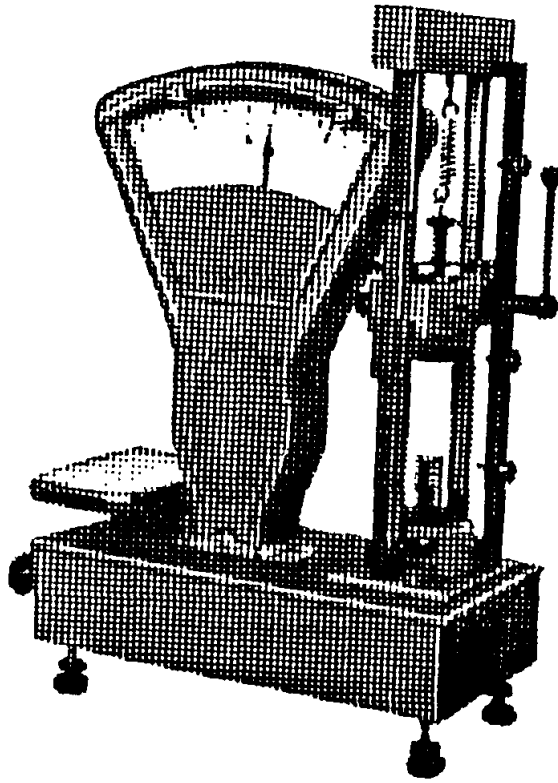


Рисунок 1.1 – Машина типу МИП-0,1 5053

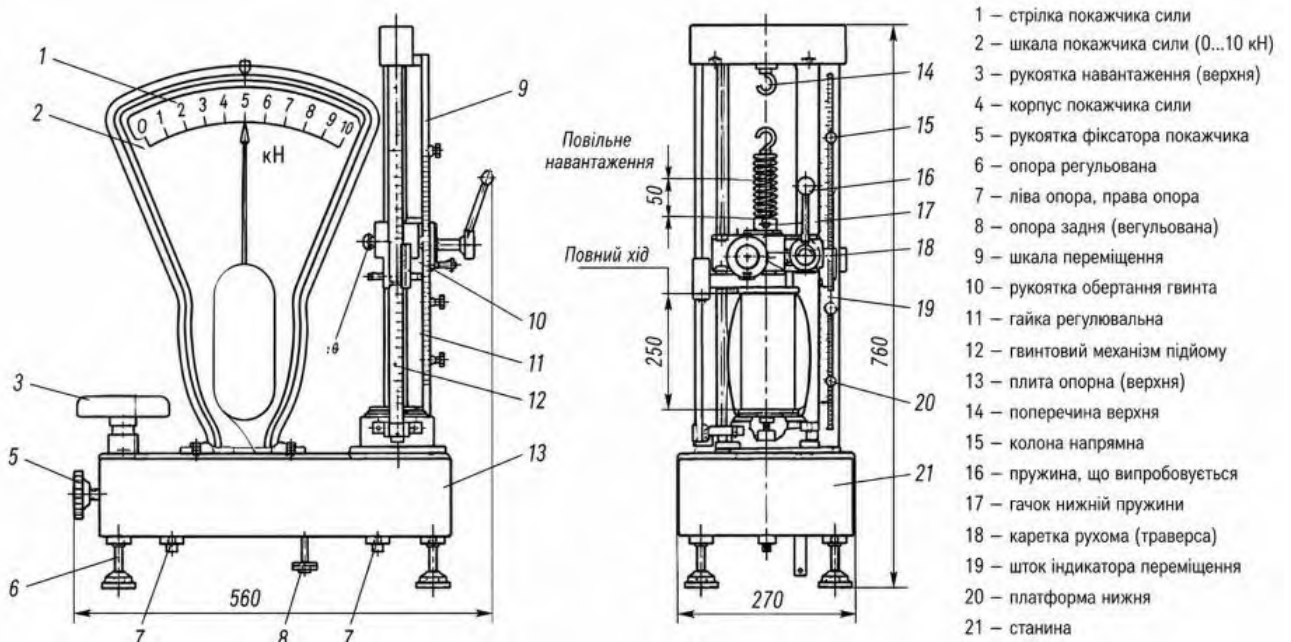


Рисунок 1.2 – Схема конструкції установки МИП-0,01 5053

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

КБР 031.00.00.000 ПЗ

Арк.

10

Основні робочі параметри:

- Доступні види тестування: на розтягування, стискання та згинання.
- Механізм приведення в дію — ручний, із можливістю як прискореного, так і уповільненого переміщення робочого захоплювача (опори).
- Межі реєстрації докладених зусиль: від 1 до 100 Н.
- Максимально дозволена похибка під час прямого навантаження: $\pm 0,05$.
- Крок вимірювальної шкали силового блоку: 0,05 Н.
- Інтервал контролю габаритів стиснутого виробу: від 0 до 250 мм.
- Гранична відносна похибка під час фіксації довжини (висоти) зразка не перевищує $\pm 0,1$ %.
- Дискретність ноніусної шкали: 0,05 мм.
- Загальна вага обладнання становить до 29 кг.

Алгоритм проведення експерименту:

1. Досліджуваний зразок розміщують між контактними платформами апарата.
2. Використовуючи важільний чи гвинтовий привід, плавно нарощують механічний тиск на деталь.
3. Фіксують поточні показники: величину сили (за допомогою динамометра або шкали) та відповідну зміну лінійних розмірів пружного елемента.
4. Проводять серію замірів на різних етапах навантаження.
5. Формують криву залежності $F(x)$, на базі якої вираховують коефіцієнт жорсткості.

Параметри, що підлягають визначенню: рівень жорсткості деталі, граничні межі пружного відновлення, наявність залишкового зминання, а також загальний показник якості виготовленого елемента.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		11

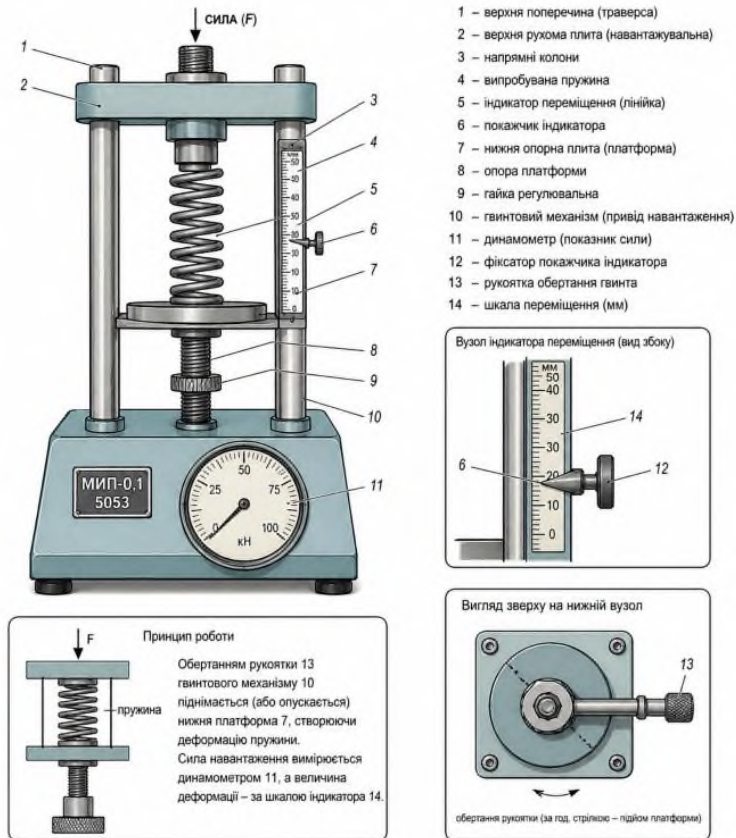


Рисунок 1.3 – Апарат МИП-0,1 (модифікація 5053) для тестування пружин.

Випробувальний комплекс лінійки TLS-S-1 (зображений на рисунку 1.2) розроблений спеціально для здійснення статичних перевірок гвинтових та циліндричних пружних елементів в умовах розтягування та стискання.



Рисунок 1.4 – Апарат TLS-S-1, призначений для тестування пружних елементів.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

2. Прикладання зусилля. За допомогою обертання руків'я приводу оператор піднімає або опускає робочу площину, що призводить до стискання чи розтягування пружного елемента.
3. Реєстрація механічного тиску. Фактичне зусилля відображається на спеціальному вимірювальному приладі — динамометрі.
4. Контроль лінійного зсуву. Величина зміни габаритів деталі (її деформація) зчитується за допомогою відповідної мірної шкали або вбудованого індикатора.

Базова концепція взаємодії вузлів стенда TLS-S-1:

- Гвинтовий привід — генерує робоче зусилля.
- Динамометр — реєструє фактичну силу.
- Вимірювальний індикатор — фіксує просторове переміщення (деформацію).
- Пружина — виступає безпосереднім об'єктом тестування.

Параметри, які можна визначити за допомогою установки:

- коефіцієнт жорсткості деталі;
- граничний поріг пружного відновлення;
- наявність незворотного (залишкового) змінання;
- загальні експлуатаційні властивості та рівень якості виробу.

1.2 Принципова схема та алгоритм проведення досліджень

У процесі створення тестового стенда розробники спиралися на чинні нормативні вимоги. Зокрема, були застосовані регламенти ДСТУ EN ISO 7500-1, які визначають критерії для випробувальних апаратів, а також ДСТУ EN ISO 9513, що стосуються приладів для фіксації розмірних змін. Завдяки цьому досягається максимальна безпомилковість експериментальних даних, а сам пристрій цілком задовольняє сучасні правила метрології.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		14

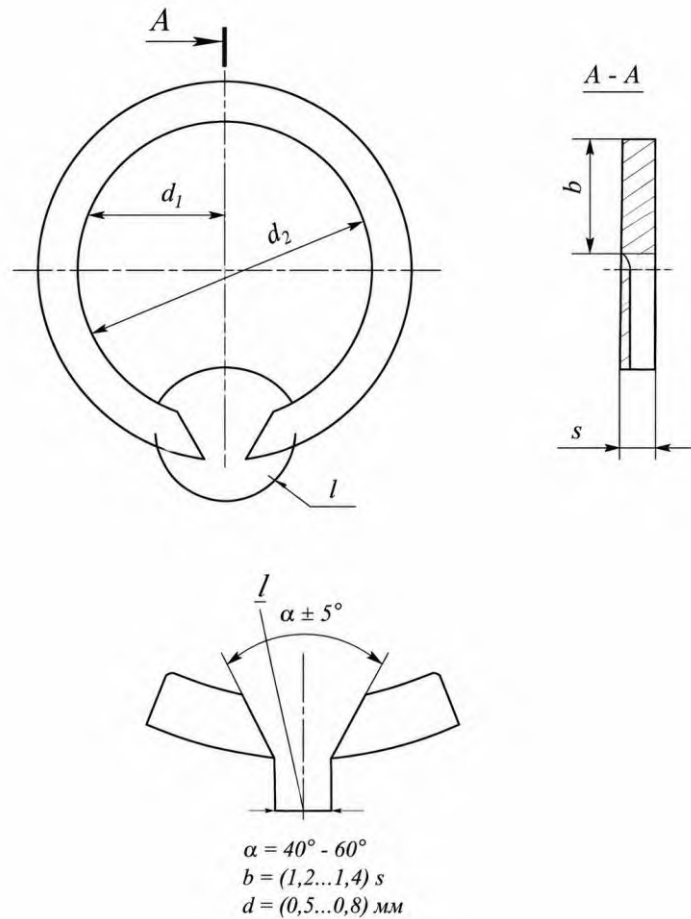


Рисунок 1.6 – Ескіз досліджуваного кільця А50.

Згідно з початковими вимогами проекту, сконструйоване обладнання призначене для вивчення властивостей пружних деталей. Його головна функція — визначати ступінь змінання кільцевих елементів серії А50 в умовах докладання до них заданого силового впливу.

Базовий алгоритм функціонування механізму зводиться до моніторингу просторового зміщення тестованого об'єкта у відповідь на зміну механічного тиску.

Описаний вид перевірки здійснюється за алгоритмом, який наочно проілюстрований на кресленні (рисунок 1.7).

Тестовий зразок (пружина 1) встановлюється на базову площадку 3, що паралельно слугує еластичним сенсором для розрахунку діючого зусилля. Механічний тиск спрямовується на деталь за допомогою спеціального контактного елемента 2.

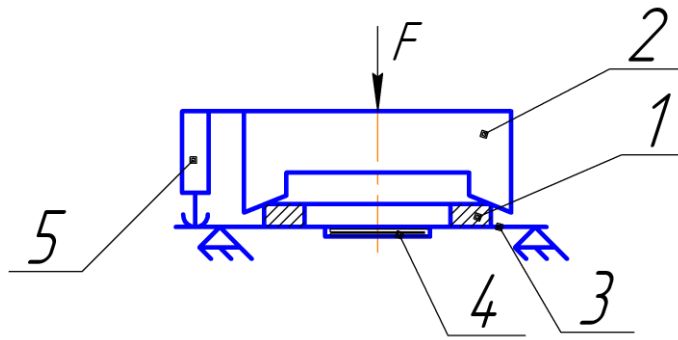


Рисунок 1.7 – Принципова схема контролю параметрів пружності кільцевих деталей.

До нижньої площини вимірювальної платформи під'єднано тензOMETричний перетворювач 4. Цей пристрій реагує на силове навантаження, якого зазнає об'єкт перевірки, та перетворює його на відповідні коливання свого електричного опору.

Просторовий зсув притискного механізму, що безпосередньо відповідає ступеню змінання тестованого кільця, реєструється завдяки використанню індуктивного вимірювача переміщень 5.

Оскільки алгоритм перевірки вимагає паралельного моніторингу докладеної сили та розмірного відхилення, має сенс більш ґрунтовно проаналізувати наявні технології та прилади для реєстрації зазначених фізичних показників.

1.3 Пристрої для вимірювання силового впливу

З метою визначення та фіксації механічного тиску експлуатують базові деформаційні сенсори різноманітних конфігурацій — зокрема, пружні стрижні, балочні елементи чи кільця, які формують основу будови сучасного динамометричного устаткування.

Попри велику кількість варіантів конструкції таких вимірювачів, усі вони працюють за єдиним механізмом: зчитують просторове змінання вбудованих

чутливих компонентів, спричинене зовнішнім силовим впливом. Відповідно до закону Гука, ступінь зміни форми цих деталей у зоні пружності знаходиться у прямій залежності від докладеного навантаження, а це дає змогу математичним шляхом і з максимальною достовірністю вираховувати фактичний тиск.

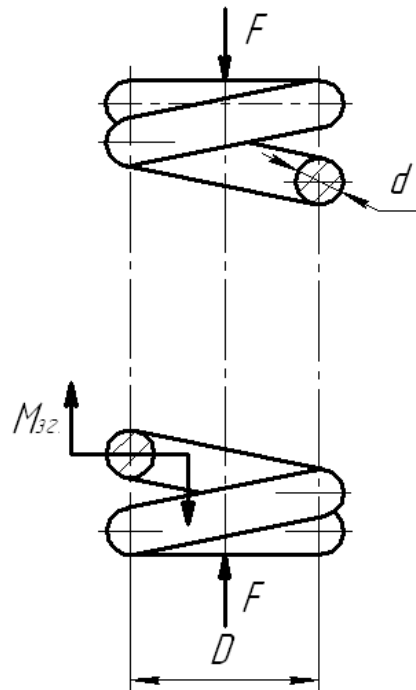


Рисунок 1.8 – Теоретична модель гвинтового пружного елемента в умовах стискання.

Під час обчислення параметрів деталі першочерговим кроком є знаходження граничного рівня дозволеного силового впливу.

$$F_{\max}^p = \frac{\pi d^2}{8CK} [\tau], \quad (1.1)$$

де d – діаметр пружини;

$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C}$ - поправочний коефіцієнт, що враховує кривину витків і

визначається залежно від індексу пружини;

$C = \frac{D_0}{d}$ - індекс пружини;

$[\tau]$ - допустимі напруження кручення матеріалу витків пружини.

$[\tau] = 0,5\sigma_s$ - для статично навантажених пружин;

$[\tau] = 0,5\sigma_s K_L$ - для динамічних навантажень.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Максимально допустима деформація пружини λ_{max} під дією максимального допустимого навантаження F_{max}^p виражається з рівняння пружної характеристики циліндричної пружини стиску.

$$\lambda_{max} = \frac{8C^3 \cdot n}{G \cdot d} \cdot F_{max}^p \quad (1.2)$$

де $G = 8 \times 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуву матеріалу сталеві пружини; n – число витків пружини.

Щоб фіксувати потужні силові впливи, впроваджують суцільні стрижневі елементи циліндричного чи призматичного типу, які пружно деформуються під впливом осьового тиску. Ступінь такої зміни форми вимірюють завдяки спеціальним тензометричним сенсорам (тензодатчикам). Їх надійно монтують на зовнішній площині деталі, що змушує їх змінювати габарити одночасно зі стрижнем.

Базовий механізм дії подібних пристроїв спирається на тензорезистивне явище: коли просторові параметри чутливого компонента відхиляються від початкових, це провокує прямо залежне колювання його електричного опору.

$$\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l} = \frac{F}{S_q \cdot E}$$

де Δl – абсолютна деформація; l – довжина стержня; F – прикладена сила; S_q – площа поперечного січення стержня;

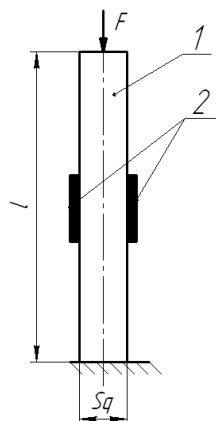


Рисунок 1.9 – Еластичний силовий сенсор стрижневого типу, оснащений тензорезисторами

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		18

Зміна довжини вимірювальної деталі (стрижня) 1 фіксується завдяки використанню тензOMETричного датчика 2.

Кільцеві еластичні сенсори вирізняються низкою технологічних та робочих плюсів, якщо порівнювати їх із подібними стрижневими пристроями. Проте їхня головна слабка сторона полягає у вкрай неоднорідному скупченні внутрішніх зусиль на ділянках зминання.

Щоб збалансувати стан напруженості та гарантувати рівномірніше розсіювання сил, варто застосовувати деталі у формі кільця із непостійним (змінним) профілем перерізу.

Щоб розрахувати величину відносного зміщення в конкретному місці кільцевої деталі, застосовують наступне рівняння:

$$\varepsilon = \frac{R}{E \cdot h^2 \cdot b} \cdot (1,19 - 3 \cdot \cos \varphi) \cdot F$$

де R – середній радіус кільця; h – товщина стінок кільця; b – довжина
 $\cos \varphi$ – кут при якому вимірюється деформація; E – модуль пружності;
 F – прикладена сила.

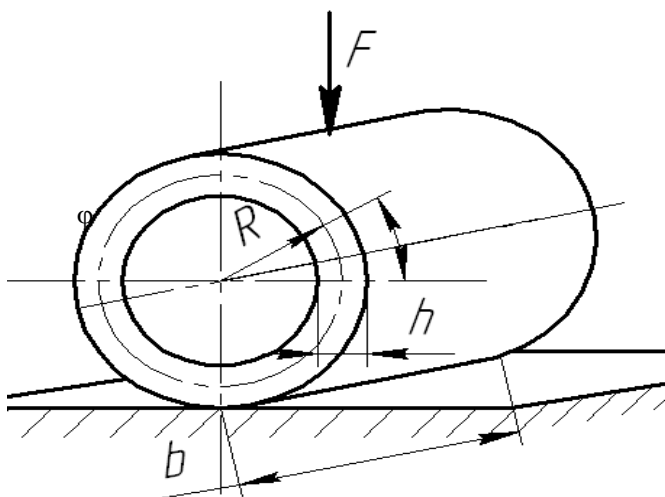


Рисунок 1.10 – Теоретична модель зминання сенсора кільцевого типу.

Максимальну сприйнятливість до впливу механічного тиску демонструють еластичні деталі у формі балок.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

У сфері метрологічного устаткування найчастіше застосовують їхні консольні варіації з незмінним профілем, а також моделі, що забезпечують однаковий опір згинанню.

$$\varepsilon_x = \frac{6 \cdot (l - x)}{E \cdot h^2 \cdot b} \cdot F - \text{відносна деформація}$$

де l – довжина пружної балки; x – відстань на якій вимірюємо деформацію; h – товщина балки; b – ширина балки; E – модуль пружності;

F – прикладена сила.

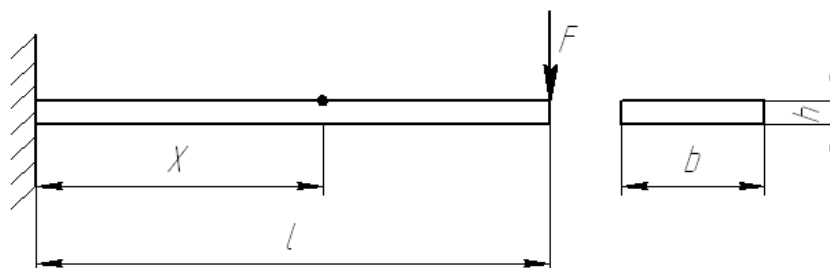


Рисунок 1.11 – Теоретична модель деформування еластичного перетворювача балочного типу.

Щоб реєструвати зміну форми безпосередньо в пружних деталях, застосовують тензOMETричні сенсори. Їхній функціональний механізм спирається на коливання електричного опору, що провокуються відхиленням просторових розмірів деталі під дією зовнішнього тиску.

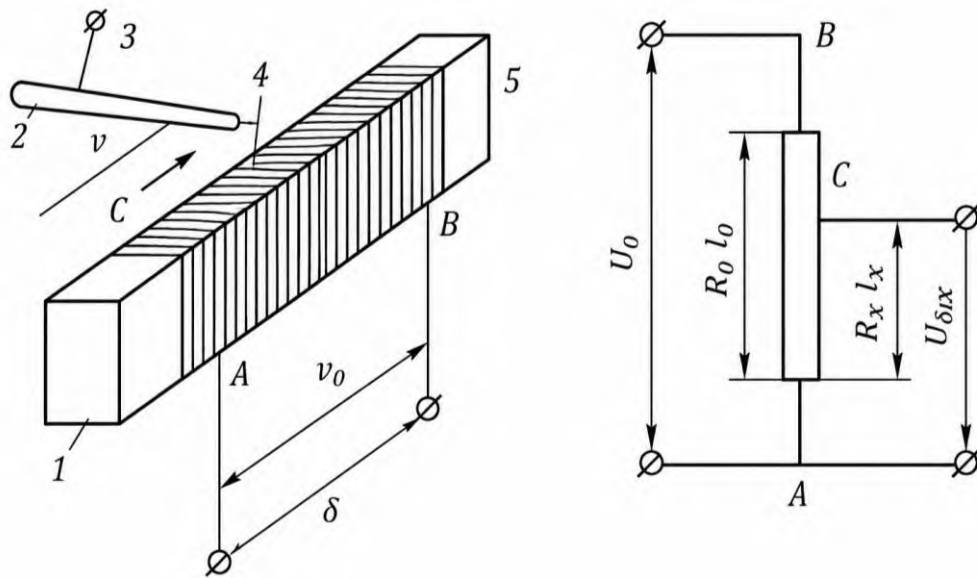
1.4 Сенсори прямолінійних переміщень

З метою контролю лінійних зсувів експлуатують значний асортимент приладів, серед яких найменш складними за своєю будовою виступають резистивні (або потенціометричні) вимірювачі (представлені на рисунку 1.12).

Головне завдання потенціометричного (резистивного) вимірювача полягає у генерації електричного імпульсу на виході, параметри якого безпосередньо

залежать від лінійного зсуву струмознімача (рухомої каретки 2, оснащеної контактом 4).

Цей механізм працює як налаштовуваний дільник напруги, створений на основі деталі з активним опором.



а.

б.

Рисунок 1.12 – Конструкція потенціометричного сенсора (а) та його електричний ланцюг (б).

При використанні належного способу підключення цей апарат діє як реостат або змінний резистор. Будова такого дротяного сенсора включає нерухому основу з ізоляційного матеріалу 1, яка має однаковий профіль по всій довжині.

Довкола цього ізолятора щільно обгорнуто провідний дріт 5, який виступає основним носієм опору, а його кінцеві клеми б виведені в позиціях А та В. Уздовж очищеної ділянки обмотки ковзає контактна щітка 4, яка механічно з'єднана з кареткою 2, тоді як передача зчитаного імпульсу відбувається за допомогою еластичного кабелю 3.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

КБР 031.00.00.000 ПЗ

Арк.

21

Функціонування тестового комплексу ґрунтується на фіксації прямолінійного зминання кільцевої деталі під механічним тиском, після чого математичним шляхом вираховуються її показники пружності.

Зображення 1.12 (позиція а) ілюструє безконтактний метод визначення лінійного відхилення тестованої деталі з використанням оптики. Спеціальний випромінювач 2 створює промінь світла, що проходить крізь систему лінз 3 і концентрується на робочій площині 4 досліджуваного виробу 5. Коли деталь зминається на певну відстань, координати контрольної мітки зсуваються, що дає змогу з максимальною точністю виміряти рівень стискання пружного елемента.

На графіку 1.12 (позиція б) показана аналогічна схема трансформації отриманого імпульсу, що описує логіку обчислення зминання контрольного кільця. Робота цього алгоритму спирається на зіставленні початкових (нульових) властивостей деталі з тими показниками, які вона демонструє після докладання силового впливу.

Загальна ефективна протяжність резистивного вимірювача

l_0 менша за довжину намотки l , це зроблено для того, щоб не відбувалося розмикання і пошкодження контакту 4 при виході движка за розраховані межі його переміщення.

$$U_{\text{в\textit{их}}\textit{д}} = U_0 \frac{R_x}{R_0} = U_0 \frac{l_x}{l_0}$$

де U_0 – напруга, яка прикладена до ділянки А, Б;

$U_{\text{в\textit{их}}\textit{д}}$ – вихідна напруга;

l_0 – робоча довжина резистивного елемента;

l_x – величина переміщення.

Індуктивні датчики, що застосовуються для контролю прямолінійних зміщень, забезпечують значно вищу достовірність результатів порівняно з їхніми резистивними аналогами (рисунок 1.13).

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		22

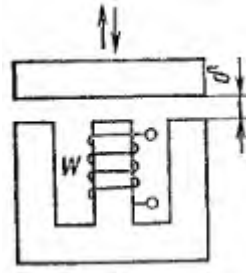


Рисунок 1.13 – Схематичне зображення індуктивного перетворювача

Індуктивні перетворювачі для вимірювання лінійних переміщень

На рисунку 1.13 проілюстровано механізм функціонування базового індуктивного сенсора, оснащеного змінним повітряним проміжком. До складу апарата входить магнітний стрижень у формі літери "Ш" із концентрованою котушкою, а також динамічний якір із феромагнітного матеріалу, який механічно зчеплений із тестованою деталлю.

У структурному плані такий вимірювач сформований із рухомої металевої пластини та комплексу статичних електродів, змонтованих на ізоляційній підкладці. Геометричне розміщення цих елементів створює своєрідну конденсаторну систему: її показник електричної ємності безпосередньо залежить від того, як саме розташовані обкладки одна відносно одної під впливом згенерованого електрополя.

Робота вказаного приладу спирається на наступний алгоритм:

Зміна магнітної протидії: коли крізь котушку протікає нестационарний струм, усередині магнітопроводу виникає пульсуючий потік магнітного поля. Загальний показник магнітного опору цієї системи формується як сума протидії самого феромагнітного ядра та бар'єра, що створюється повітряним прошарком. З огляду на те, що повітря проводить магнітні лінії набагато гірше за сталеві сплави, сумарний опір контуру головним чином залежить від розмірів цієї повітряної щілини.

Генерація корисного сигналу: під впливом зовнішнього механічного тиску тестоване кільце зминається, що провокує прямолінійний зсув з'єднаного з ним

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

якоря по вертикальній осі. Коливання ширини цього проміжку викликає відповідне коригування загального магнітного бар'єра всієї ланки. Як наслідок, трансформуються показники індуктивності котушки та її комплексний електричний опір.

У підсумку, просторовий зсув якірного механізму конвертується у коливання амплітуди генерованого електричного струму чи напруги. Цей імпульс фіксується обчислювальним комплексом стенда, щоб у подальшому вирахувати рівень змінання та коефіцієнт жорсткості деталі.

Зафіксована розбіжність ємнісних показників зчитується аналоговим електронним блоком та трансформується у відповідний електроімпульс, що далі передається на обробку до мікропроцесорного модуля або вимірювальної станції.

У розробленій машині сенсор ємнісного типу включено до контуру відстеження змінання кільцевих деталей в умовах прикладеного механічного впливу. Просторовий зсув робочої позначки на пружному елементі призводить до зміни ємності приладу. Аналізуючи ці коливання, система вираховує прямолінійний рух тестованої деталі та визначає сумарний рівень стискання кільця.

Серед головних плюсів ємнісної технології контролю виділяють відмінну здатність до деталізації, швидку реакцію (низьку інерційність), максимальну достовірність даних та потенціал до стовідсоткової автоматизації вимірювальних процесів. Такі характеристики роблять цілком логічним та виправданим використання подібних сенсорів в автоматизованих комплексах перевірки еластичності кільцевих виробів.

Щоб фіксувати незначні за величиною просторові зсуви, на практиці активно застосовують індуктивні перетворювачі, в яких передбачена зміна розмірів повітряної щілини.

Сумарний електроопір описаного приладу (згідно з рисунком 1.9) розраховується за такою математичною залежністю:

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		24

$$Z = R + j \cdot \omega \cdot \frac{\omega^2}{Z_M}$$

де R – опір обмотки постійного струму;

Оскільки повний магнітний опір Z_M має комплексний характер, то:

$$Z = R + j \cdot \omega \cdot \varpi^2 \frac{1}{R_M \cdot R_\delta + j \cdot x_M}$$

де R_δ – магнітний опір повітряного зазору.

Враховуючи, що $R_\delta = \frac{\delta}{\mu_0 \cdot s}$,

$$Z = R + j \cdot \omega \cdot \varpi^2 \frac{1}{R_M + \frac{\delta}{\mu_0 \cdot s} + j \cdot x_M}$$

де δ – величина повітряного зазору;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Г/м – магнітна проникність повітря;

s – площа повітряного зазору.

З отриманої залежності випливає, що повний опір перетворювача нелінійно залежить від величини повітряного зазору δ .

Нехтуючи опором обмотки постійного струму, для відносної зміни опору перетворювача, який виникає в наслідок зміни величини повітряного зазору, отримаємо формулу:

$$\varepsilon_Z = \frac{\Delta Z}{Z} = - \frac{\varepsilon_\delta}{\frac{R_M}{R_\delta} + (1 + \varepsilon_\delta) + j \cdot \frac{x_M}{R_\delta}}$$

де $\varepsilon_\delta = \frac{\Delta \delta}{\delta}$ – відносна зміна величини повітряного зазору;

R_δ – початковий магнітний опір повітряного зазору.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2 Конструкторсько-технологічна частина

2.1 Принцип роботи установки

Функціональна схема установки приведена на рисунку 2.1

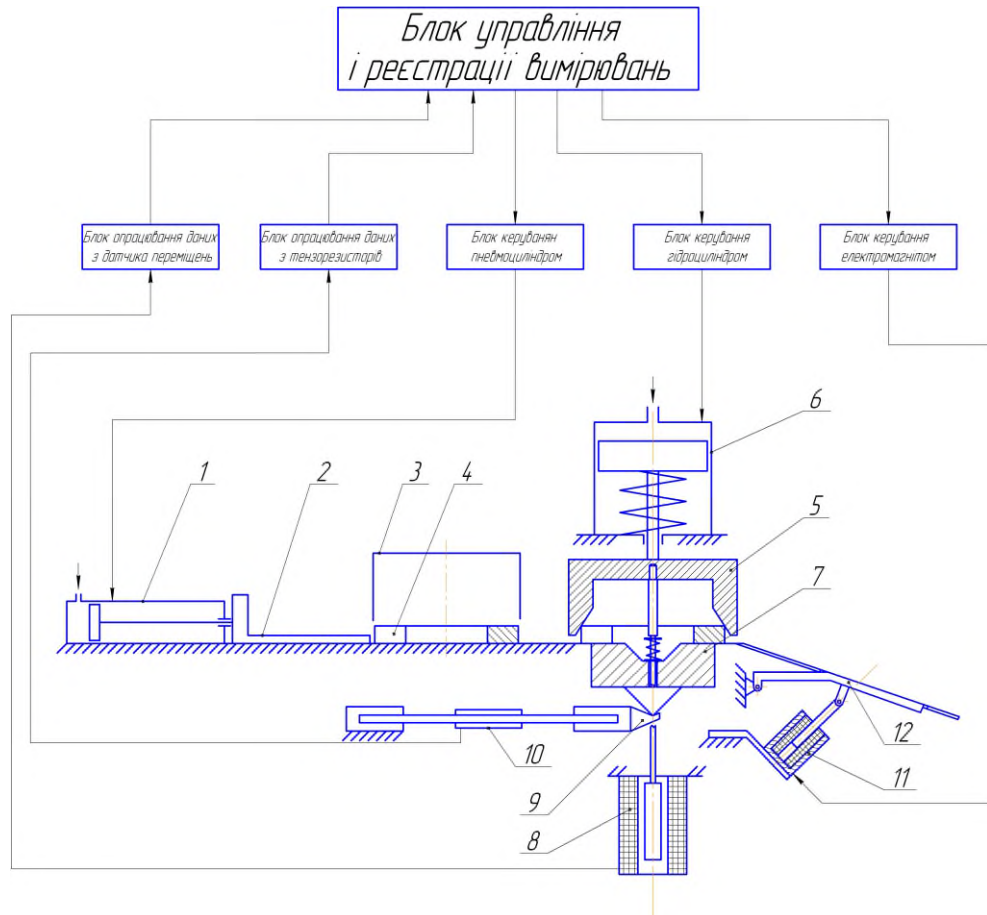


Рисунок 2.1 – Принципова схема функціонування апарата для перевірки параметрів пружності кільцевих деталей

Робочий цикл створеного автоматизованого комплексу відбувається за наступним алгоритмом.

Доставка тестованої деталі в зону перевірки здійснюється без участі людини: пневмоциліндр 1 під дією повітряного тиску рухає робочий шток 2 по прямій.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

Цей механізм виштовхує черговий пружний елемент 4 із бункера накопичення 3 і точно розташовує його на площині вимірювального столика 7.

Блок створення тиску та зняття показників містить спеціальний навантажувальний пристрій 5, який генерує механічний вплив завдяки роботі гідроциліндра 6. Цей гідравлічний вузол виконує функцію міцного притискання тестованого зразка до базової площадки 7.

Фіксація фактичного тиску на об'єкт перевірки здійснюється завдяки тензометричним сенсорам 10, які конвертують еластичне змінання контрольної балки у відповідні коливання характеристик електроімпульсу.

У момент докладання зовнішньої механічної сили деталь починає стискатися, і цей прямолінійний зсув з максимальною точністю зчитується індуктивним вимірювачем просторових переміщень 8.

Як тільки етап тестування закінчується, робочий поршень гідроциліндра 6 піднімається у стартову позицію, відкриваючи доступ для розміщення чергового екземпляра.

Протестоване кільце виштовхується з робочої платформи 7 наступною деталлю та скочується похилим жолобом до сортувального модуля.

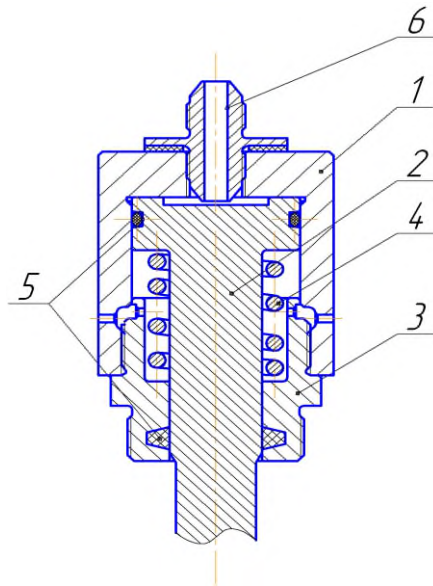
Коли отримані показники виробу повністю задовольняють встановлені нормативно-технічні стандарти (НТД), розподільча ступка 12 не змінює свого закритого стану, скеровуючи деталь у контейнер для придатної продукції.

Якщо ж апарат виявляє відхилення властивостей еластичності від заданих критеріїв, система управління генерує імпульс, що активує роботу електромагнітного привода 11. Цей пристрій відчиняє заслінку 12, і, як наслідок, бракована пружина скидається у відсік для дефектних елементів.

Враховуючи, що максимальне зусилля, яке потрібно прикласти до досліджуваної кільцевої пружини становить $F_{\max} = 1500H$, то проведемо розрахунок параметрів навантажувального гідроциліндра.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		27

2.2 Розрахунок навантажувального пристрою



1 – корпус; 2 – рухомий шток; 3 – втулка; 4 – пружина; 5 – ущільнювачі;
6 – ніпель.

Рисунок 2.2 Ескіз гідроциліндра

Механізм функціонування робочого циліндра

Будова та просторове розміщення деталей створеного пневматичного привода гарантують періодичний лінійний рух виконавчого компонента. Робота цього вузла відбувається за наступним алгоритмом:

Пряме переміщення (активна фаза): До верхньої камери основного блоку 1 крізь пропускний канал штуцера 6 нагнітається енергоносій (рідина під тиском або стиснутий газ).

Ця субстанція створює механічний вплив на верхню площину динамічного штока 2. У момент, коли цей тиск стає більшим за опір поворотної пружини 4, шток 2 здійснює прямолінійний зсув донизу, рухаючись всередині центрувальної гільзи 3. Паралельно з цим процесом пружина 4 зминається, акумулюючи енергію напруження.

Надійну ізоляцію активної камери в процесі роботи гарантує комплекс еластичних прокладок 5.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		28

Зворотний цикл (відновлення початкової позиції): Щойно рівень тиску падає (відбувається стравлювання енергоносія крізь штуцер б), силовий вплив на верхню частину штока зникає.

Вивільняючи накопичену енергію, стиснута пружина 4 починає вирівнюватися. Відштовхуючись від статичної гільзи 3, вона штовхає динамічний шток 2 назад, повертаючи його у верхню стартову точку.

Отже, циклічне нагнітання та скидання робочого середовища крізь клапан б створює безперервний лінійний рух стрижня у двох напрямках, що дозволяє виконувати транспортування або закріплення елементів у зоні тестування.

Здійснимо обчислення параметрів пружної деталі, виходячи з умови, що її граничне зминання має становити 15 мм.

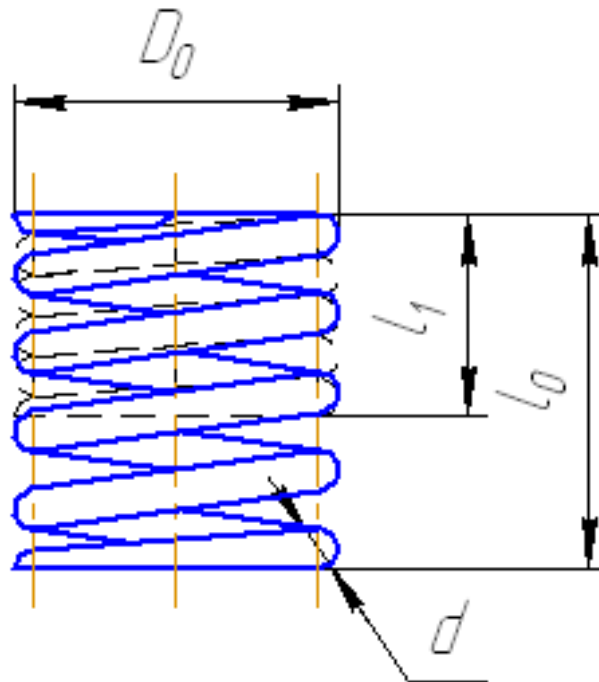


Рисунок 2.3 – Ескіз пружини стиску

Для визначення величини деформації використовуємо формулу:

$$\lambda_{\max} = \frac{8C^3 \cdot n}{G \cdot d} \cdot F_{\max}^p$$

З даної формули визначимо максимальну силу, яку буде створювати пружина при заданій деформації:

$$F_{\max}^p = \frac{\lambda_{\max} \cdot G \cdot d}{8C^3 \cdot n}$$

де $\lambda_{\max} = 15 \text{ мм}$ – деформація пружини;

$G = 8 \times 10^4 \text{ МПа}$ – модуль пружності при зсуву матеріалу сталеві пружини;

$d = 28 \text{ мм}$ – діаметр пружини; $D_0 = 32 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр пружини; $n =$

3 – число робочих витків пружини.

Визначимо індекс пружини:

$$C = \frac{D_0}{d}$$

$$C = \frac{32 \text{ мм}}{4 \text{ мм}} = 8$$

Отже:

$$F_{\max}^p = \frac{0,015 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,004}{8 \cdot 8^3 \cdot 3} \approx 390 \text{ Н}$$

Отже, необхідне силове навантаження, що має генеруватися гідравлічним механізмом в ході тестування кільцевих еластичних елементів, дорівнює:

$$F = F_{\max}^p + F_{\max}$$

$$F = 1500 \text{ Н} + 390 \text{ Н} = 1890 \text{ Н}$$

Припустимо що тиск рідини в установці може сягати значення 0,1 МПа.

При цьому розрахункова формула для тиску який здійснює сила F на певну площу A має вигляд:

$$P = \frac{F}{A}$$

Звідки:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

де d – діаметр штока гідроциліндра

З заданої залежності знайдемо діаметр циліндра.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{P \cdot \pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,89 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3 \cdot 3,14}} = 0,039 \text{ м} \approx 40 \text{ мм}$$

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2.3 Розрахунок тензобалки

Здійснимо теоретичне обчислення параметрів тензометричної балки, що сприймає поздовжні навантаження та виступає одним із найважливіших компонентів проектного апарата.

У ролі головних сенсорів для реєстрації прямолінійного згинання застосовано пару тензорезисторів серії 1ФКТК із такими заводськими специфікаціями: робоча довжина становить 25 мм, ширина дорівнює 5 мм, найбільше дозволене зминання сягає 0,1%, а гранична неточність складає 0,05%.

Щоб максимально скоротити сумарне відхилення під час фіксації діючої сили, просторові розміри пружного елемента проектується з огляду на підтримку апаратної похибки в межах 0,01%.

Аби гарантувати найвищу достовірність вимірювального тракту, слід забезпечити ситуацію, коли пікове зминання чутливих датчиків співпадає з найбільшим (робочим) механічним тиском на саму балку.

Оскільки реальний показник прогину деталі є мізерним на фоні її повної довжини, фактичне розтягнення зовнішнього шару вираховується за таким рівнянням:

$$l + \Delta l = \sqrt{l^2 + \delta^2}$$

звідси випливає, що:

$$\delta = \sqrt{l^2(1 + \varepsilon)^2 - l^2} = l \cdot \sqrt{(1 + \varepsilon)^2 - 1}$$

де δ - величина прогину балки;

l - довжина робочої частини балки;

ε - максимальна деформація тензорезистора.

Тепер задавшись значенням l довжини тензобалки ми можемо знайти її прогин:

$$\delta = 100 \cdot \sqrt{(1 + 0.001)^2 - 1} = 1.47 \text{ мм}$$

З іншого боку під дією навантаження балка буде прогинатись на величину:

$$\delta = \frac{a \cdot F \cdot l^2}{48 \cdot E \cdot J}$$

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

де l – робоча довжина балки; F – осьове зусилля навантаження на балку; E – модуль пружності матеріалу балки; a – плече прикладання сили F до балки; J – момент інерції січення балки.

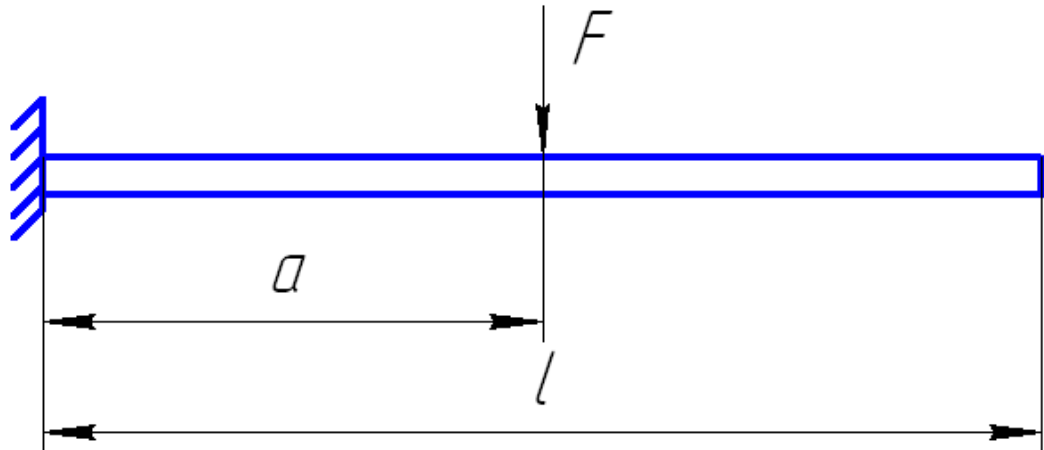


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема балки

Осьове зусилля F ми можемо знайти за формулою:

$$F = F_{np} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \psi)$$

де F_{np} – максимальне зусилля, яке потрібно прикласти, щоб стиснути кільце на максимальну його величину;

α – кут нахилу поверхні прижимного зуба упора;

ψ – кут тертя:

$$\psi = \operatorname{arctg}(f)$$

де f – коефіцієнт тертя:

$$\psi = \operatorname{arctg}(0.15) \approx 9^\circ$$

Тоді зусилля F буде:

$$F = 1000 \cdot \operatorname{tg}(45^\circ + 9^\circ) = 1496 \approx 1500 \text{ Н}$$

Тепер маючи значення зусилля F , ми можемо знайти момент інерції січення балки з формули:

$$J = \frac{a \cdot F \cdot l^2}{48 \cdot E \cdot \delta}$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$J = \frac{0.08 \cdot 1500 \cdot 0.05^2}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.00147} = 2.957 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4.$$

Альтернативний підхід до розрахунку моменту інерції спирається на використання такої математичної залежності:

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

де b – ширина балки; h – товщина балки.

Задавшись шириною балки рівною 7 мм, знайдемо її товщину:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 2.957 \cdot 10^{-10}}{0.007}} = 0.003797 \text{ м}$$

Приймемо значення товщини h рівним 4 мм. Тоді ширина балки буде:

$$b = \frac{12 \cdot J}{h^3} = \frac{12 \cdot 2.957 \cdot 10^{-10}}{0.008^3} = 0.0069 \text{ м}$$

Приймемо значення ширини $b=7$ мм.

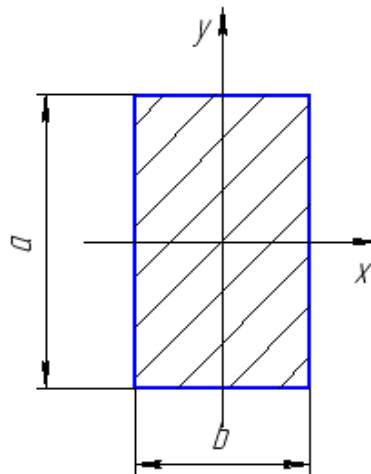


Рисунок 2.4– Переріз тензобалки

2. 4 Циклограма функціонування вимірювальної установки

У випадку самостійних автоматизованих перевірочних комплексів, так само як і для систем, вбудованих у промислові конвеєри, показник циклової продуктивності обчислюється кількістю виробів, які проходять етап метрологічного моніторингу та сортування протягом визначеного проміжку часу в режимі безперервного функціонування. При цьому розрахунки не враховують

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		33

періоди планових зупинок обладнання, необхідних для калібрування, сервісних робіт або змащування механізмів.

Щодо спроектованої установки, то її циклова потужність відповідає числу тестованих пружних кілець, які за одиницю часу встигають подолати весь етап механічного тиску, необхідний для максимально точного зчитування показників докладеного зусилля та рівня зминання.

$$n = \frac{60}{T},$$

де: T – тривалість циклу.

Підготовча стадія перед тестуванням вимагає завантаження екземплярів пружних кілець у подаючий відсік вимірювальної установки; час, необхідний для здійснення цієї допоміжної процедури, складає

$$t_{ae} = 2c.$$

Черговим кроком є встановлення тестованого пружного кільця в зоні проведення замірів. Вказана процедура виконується завдяки виштовхуванню деталі з накопичувального відсіку, що здійснюється динамічним стрижнем пневмопривода. Беручи до уваги робочий темп ходу цього елемента, час на виконання такого завдання складає: $t_{ae} = 2c$.

На черговому кроці відбувається нагнітання технічної рідини у робочий простір гідроциліндра, що змушує навантажувальний механізм зміщуватися та з силою впливати на тестований пружний елемент. Час проходження цього етапу дорівнює: $t_{ti} = 3c$.

Щойно робочий тиск доходить до визначеної умовами тесту позначки, апарат фіксує ступінь прямолінійного зминання досліджуваного кільця. Фактичний розмір такого відхилення з високою точністю зчитується індуктивним вимірювачем зсувів, тоді як період проведення цього виміру дорівнює:

$$t_{adi} = 1c.$$

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Як тільки процес зчитування значень прикладеного зусилля та прямолінійного зміщення добігає кінця, надходження технічної рідини до гідравлічного апарата переривається. Завдяки цьому робочий поршень у парі з притискним вузлом відводиться назад у стартову верхню точку. Період виконання цієї стадії складає: $t_{діс} = 1,5с$.

Фінальна стадія робочого циклу полягає у встановленні чергового пружного елемента в зону проведення вимірів.

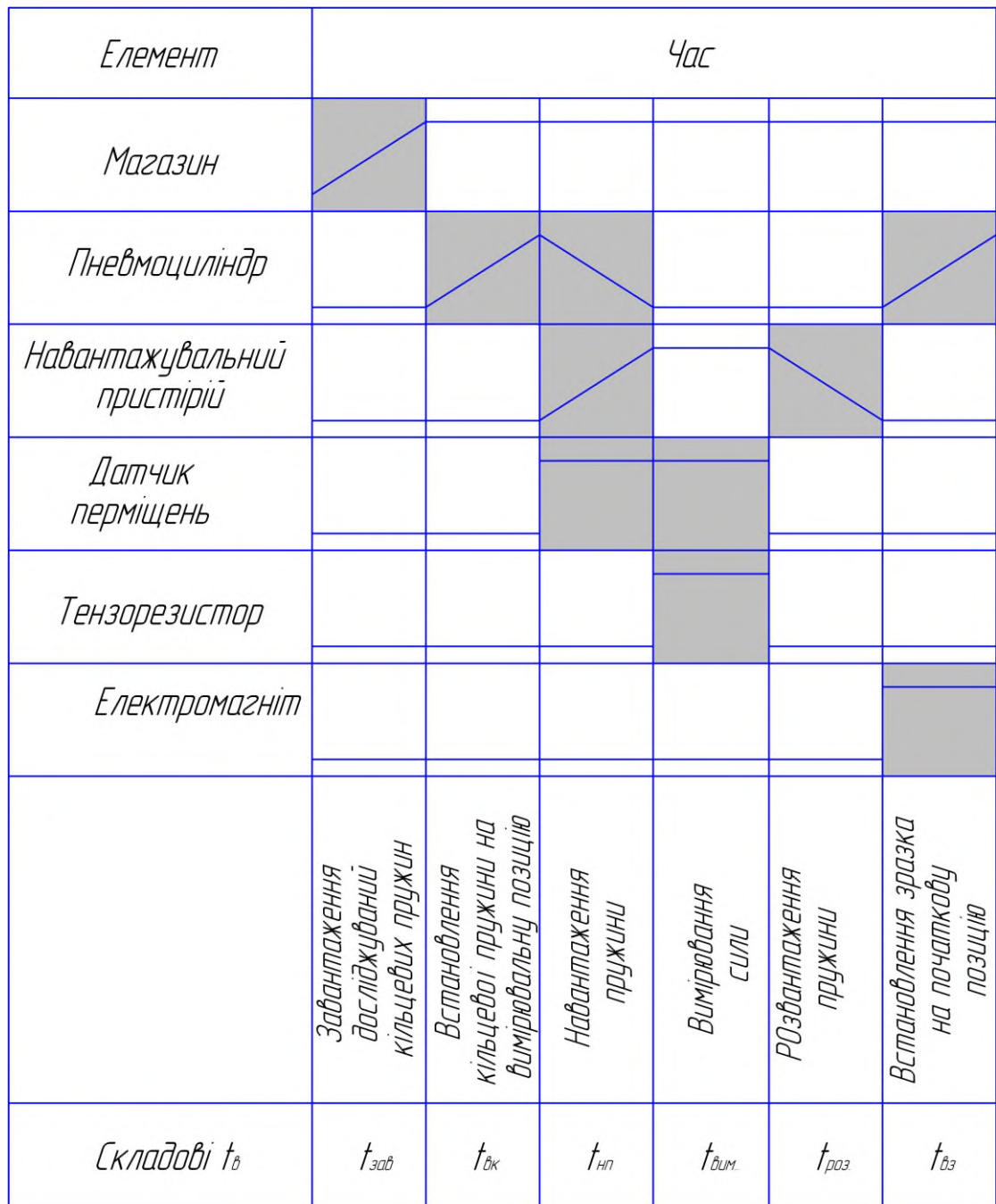


Рисунок 2.5 – Циклограма функціонування вимірювального комплексу

Паралельно з цим уже протестована деталь, спираючись на підсумки машинної обробки значень механічного тиску та зминання, відправляється до контейнера з придатними виробами (якщо розподільчий клапан залишається закритим) або ж скидається у відсік для браку (коли надходить електронна команда на відчинення заслінки). Час, потрібний для здійснення цієї комплексної дії, складає:

$$t_{\text{дс}} = 3 \text{ с.}$$

Отже, сумарний час, необхідний для виконання повного циклу вимірювання характеристик кільцевого пружного елемента, становить:

$$T = t_{\text{дс}} + t_{\text{тв}} + t_{\text{дв}} + t_{\text{дс}}$$

$$T = 2 + 3 + 1 + 3 = 9 \text{ н}$$

Продуктивність установки:

$$n = \frac{60}{9} = 6,67 \text{ шт / год}$$

Таким чином, протягом однієї хвилини цей апарат здатний виконати тестування параметрів шести пружних кілець.

2.5 Обґрунтування вибору сенсора лінійних зсувів

З метою постійної фіксації прямолінійного зміщення тестованої деталі до складу спроектованого вимірювального стенда включено індуктивний сенсор лінійних переміщень від бренду Megatron. Рішення застосувати саме такий первинний перетворювач базується на його відмінній здатності до деталізації, надійності в експлуатації, стійкості показників під впливом зовнішніх перешкод, а також стовідсотковій сумісності з новітніми автоматизованими комплексами управління.

Вказаний індуктивний прилад створений для постійної трансформації механічного прямолінійного руху динамічного вузла у відповідний електроімпульс. Механізм його дії ґрунтується на модуляції електромагнітних

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		36

властивостей магнітного ланцюга вимірювального апарата, що виникає через зміну просторової позиції феромагнітного ядра відносно нерухомих котушок.

У структурному плані цей сенсор складається із захисної оболонки, системи проведення магнітного потоку, головної та диференційних вторинних котушок, а також динамічного стрижня, що механічно зчеплений із тестованою деталлю. До первинної обмотки підводиться високочастотний змінний струм, який створює базовий магнітний потік. Під час прямолінійного руху ядра коригується показник взаємоіндукції між котушками, що провокує синхронні амплітудно-фазові коливання генерованої ЕРС (напруги) на виході приладу.

У стартовій (збалансованій) точці знаходження стрижня згенерований імпульс демонструє стабільний нульовий (номінальний) показник.

У процесі зминання тестованої деталі ядро зсувається вздовж поздовжньої лінії сенсора, провокуючи зміну балансу індуктивностей у котушках. Отриманий інформативний сигнал передається на аналого-цифровий тракт мікропроцесорного блоку управління. Там відбувається його очищення від завад, вирівнювання характеристик (лінеаризація) та математичне визначення реального розміру прямолінійного зміщення.

У межах побудованої установки цей індуктивний прилад використовується для максимально точного вимірювання ступеня стискання кільцевого елемента під впливом робочого тиску. Просторовий зсув контактної штока конвертується сенсором у електроімпульс, який має пряму функціональну залежність від зминання пружини. Аналізуючи ці дані в режимі поточного часу, система обчислює показники еластичності досліджуваного зразка.

Серед ключових переваг індуктивних приладів від Megatron варто виділити їхню відмінну метрологічну точність, лінійність статичної кривої вимірювального тракту, тривалий робочий ресурс, високу стабільність повторних показників, а також надійну захищеність від промислових електромагнітних завад. Застосування такого устаткування забезпечує максимальну достовірність даних під час неруйнівного тестування та суттєво

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		37

підвищує загальну продуктивність роботи автоматизованого вимірювального комплексу.

Цей пристрій відзначається високою точністю фіксації даних, причому рівень похибки під час вимірювань у встановленому робочому діапазоні не перевищує позначку в 1%.

Датчик марки EVT10W (рисунок 2.6), має наступні параметри:

1. Діапазон вимірювання: 0...20мм.
2. Зусилля на шток для спрацювання датчика 0,2Н.
3. Робочий діапазон температур: -20...+125⁰С.

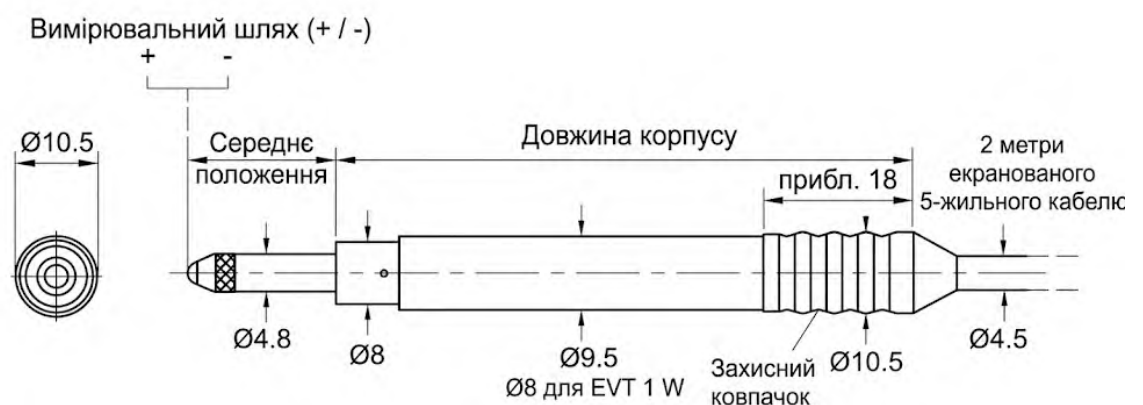


Рисунок 2.6 Індуктивний датчик переміщення EVT10W

2.5 Принципова схема підключення тензорезисторів

Використовуємо мостову схему підключення тензорезисторів рис.2.7.

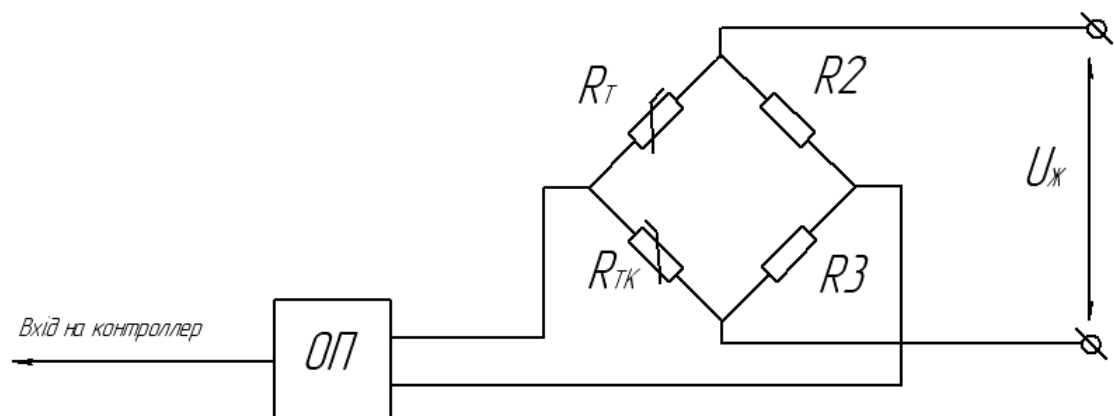


Рисунок 2.7 Мостова схема підключення тензорезистора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

При використанні мостової схеми з одним робочим тензорезистором R_T , то для температурної компенсації необхідно застосувати другий неробочий тензорезистор R_{TK} , аналогічний робочому і поставлений в однакові з робочим температурні умови. Якщо таке мостове коло при відсутності деформації буде знаходитись в рівновазі, тобто $R_{T0}R_3=R_{TK}R_2$, то за наявності деформації опір R_T зміниться на величину $\varepsilon_R \cdot R_{T0}$, рівновага мостового кола порушиться і на виході з'явиться напруга:

$$U_{вих} = U \frac{R_{T0}(1 + \varepsilon_R)R_3 - R_2 \cdot R_{TK}}{[R_{T0}(1 + \varepsilon_R) + R_{TK}] \cdot (R_2 + R_3)}$$

де R_{T0} – опір робочого тензорезистора;

R_{TK} – опір неробочого (термокомпенсаційного) тензорезистора;

R_2, R_3 – відомі опори в ділянці кола;

ε_R – відносна зміна опору тензорезистора викликана зміною температури.

За умови, якщо $R_{T0}=R_{TK}$, а $R_2=R_3$ вихідна напруга становитиме $U_{вих} \approx 0,25U\varepsilon_R$.

Якщо ж причиною зміни опору тензорезистора буде зміна температура навколишнього середовища, то, оскільки тензорезистори ідентичні та знаходяться

в однакових температурних умовах, їх температурні зміни будуть однаковими, тобто

$$R_T = R_{T0}(1 + \varepsilon_T)$$

$$R_{TK} = R_{T0}(1 + \varepsilon_T)$$

де ε_T – відносна зміна опору тензорезистора викликана зміною температури призведе до порушення цієї рівноваги (розбалансування вимірювального кола).

У результаті на вихідній діагоналі моста виникає різниця потенціалів (напруга розбалансу), величина якої є прямо пропорційною до механічної деформації досліджуваного елемента.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Якщо ці два тензорезистори увімкнені у суміжні плечі мостової схеми (напівмостове підключення) і зазнають деформацій різних знаків (один працює на розтяг, а інший — на стиск), їхні зміни опорів додаються.

Це дозволяє не лише вдвічі підвищити чутливість вимірювальної системи порівняно з використанням одного датчика, але й автоматично компенсувати температурну похибку, оскільки зовнішні температурні впливи однаково змінюють опір обох резисторів, не порушуючи балансу моста.

R_T і R_{TK} , увімкнених у сусідні плечі моста, не призведе до порушення його рівноваги, а вихідна напруга залишиться нульовою. Компенсація впливу температури в такій схемі відзначатиметься і при наявності вимірювальної деформації.

Живлення мостової схеми відбувається від стабілізованого джерела напруги, а вихідна напруга з тензорезисторів підсилюється за допомогою операційного підсилювача з високим вхідним сигналом.

2.6 Похибка вимірювальної установки

Похибка реєстрації силового навантаження

Точність вимірювання, що обмежується температурним впливом на кінцеві результати, безпосередньо залежить від метрологічних характеристик застосованого реєструвального пристрою (у межах даної установки — мілівольтметра).

З метою мінімізації впливу активного опору вимірювального контуру на достовірність показів апарата, на практиці необхідно забезпечити виконання такої умови:

$$R_{mv} \gg R_T + 2R_d$$

Дійсно:

$$U_{mv} = I_{mv} R_{mv} = \frac{e_T}{R_{mv} + 2R_d + R_T} R_{mv},$$

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Похибка, яка вноситься зовнішнім (щодо вольтметра) опором вимірювального кола, буде:

$$\delta_M = \frac{R_T + 2R_L}{R_{mv}} 100 \%,$$

де: $R_T = 150$ Ом – опір тензорезистора; $R_L = 0.0053$ Ом – опір провідників;

$R_{mv} = 30$ КОм – опір мілівольметра.

$$\delta_M = \frac{150 + 2 \cdot 0,0053}{30000} 100 = 0,5\%$$

Загальна похибка при вимірюванні сили становитиме:

$$\delta_T = \delta_M + \delta_V$$

$$\delta_T = 0.5 + 0.1 = 0.6\%$$

2.7 Аналіз похибок каналу вимірювання лінійних переміщень

Зважаючи на те, що для фіксації деформаційних зсувів у створюваному комплексі використано індуктивний диференційний перетворювач серії EVT10W, теоретичний розрахунок похибки вимірювальної лінії слід виконувати, беручи до уваги просторово-конструктивні властивості цього пристрою.

Достовірність фіксації прямолінійного зміщення здебільшого залежить від конфігурації магнітної структури сенсора, базової протяжності робочого ходу, просторових габаритів динамічного феромагнітного ядра та рівня лінійності його статичної передавальної характеристики.

Механізм дії приладу EVT10W спирається на коливання (модуляцію) взаємоіндукції котушок під час співвісного зсуву стрижня.

Будь-які геометричні розбіжності деталей магнітопроводу із заявленими заводськими нормами, так само як і нерівномірність концентрації магнітного потоку на межах робочої зони, стають причинами виникнення побічної апаратної похибки.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Через це під час обчислення сумарної неточності інформаційно-вимірювального тракту варто брати до уваги не лише базові межі похибок, регламентовані виробником сенсора, але й додаткові складові.

Серед них виділяють похибки, спровоковані специфікою встановлення приладу на тестовому стенді, імовірними кутовими перекосами динамічного штока, температурними коливаннями характеристик, а також кроком квантування (дискретністю) аналого-цифрового перетворювача в системі збору та обробки інформації.

Застосування такого всебічного аналізу дає змогу сформувати найбільш точне та достовірне уявлення про рівень похибки під час тестування деформації пружних кілець.

Беручи до уваги виведену раніше аналітичну формулу для обчислення розміру еквівалентної повітряної щілини в магнітному контурі даного перетворювача, математичне рівняння для знаходження додаткової похибки записується так:

$$\varepsilon_Z = \frac{\Delta Z}{Z} = - \frac{\varepsilon_\delta}{\frac{R_M}{R_\delta} + (1 + \varepsilon_\delta) + j \cdot \frac{X_M}{R_\delta}}$$

За припущення, що відносна зміна величини повітряного зазору не перевищує одиниці, остаточний аналітичний вираз набуває вигляду:

$$\varepsilon_Z = - \frac{\varepsilon_\delta}{1 + \frac{R_M}{R_\delta} + j \cdot \frac{X_M}{R_\delta}}$$

З наведеної аналітичної залежності стає зрозуміло, що у випадку мінімальних відносних коливань розміру повітряної щілини (інакше кажучи, в межах незначних прямолінійних зсувів ядра) передавальна функція сенсора залишається майже лінійною. З огляду на це, у процесі роботи такого типу приладів саме похибка нелінійності стає ключовим критерієм, який обмежує граничний робочий діапазон вимірюваних переміщень.

Здійснити кількісний аналіз нелінійності статичної кривої можна методом розкладання попереднього рівняння в степеневий ряд. Якщо заради полегшення

математичних обчислень не брати до уваги втрати енергії в сталі магнітопроводу, утвориться така функціональна залежність:

$$\gamma = -\frac{\varepsilon_{\delta}}{1 + \frac{R_M}{R_{\delta}}}$$

де ε_{δ} величина переміщення робочого штоку;

R_M - магнітний опір системи збудження;

R_{δ} - магнітний опір зазору.

Підставивши параметри датчика переміщення, отримаємо похибку при вимірюванні переміщення.

$$\gamma = -\frac{0.01}{1 + \frac{300}{450}} = 0.006$$

Отже похибка при вимірюванні переміщення становить 0,6%.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		43

3.1 САПР та мікропроцесорна техніка

Сучасний етап науково-технічного прогресу генерує підвищений попит на кваліфікованих фахівців у сфері мікропроцесорної техніки, автоматики та систем контролю. Нині дедалі ширшого використання набувають автоматизовані пристрої, здатні функціонувати в автономному режимі без безпосереднього втручання оператора.

Значного поширення в різноманітних комплексах керування та регулювання набули мікроконтролери архітектури MSC-51. Саме тому в розробленій установці для дослідження механічних характеристик пластмас застосовано мікроконтролер цієї лінійки, а саме модель ADuC841.

Характерною особливістю сучасного сімейства мікросхем ADuC8xx є інноваційний підхід до їхньої архітектури. Ці пристрої являють собою інтегровані системи, що органічно поєднують аналого-цифрові (АЦП) та цифро-аналогові (ЦАП) перетворювачі із вбудованим мікропроцесорним ядром і флеш-пам'яттю. Завдяки цьому їхньою ключовою перевагою є висока прецизійність перетворення сигналів в обох напрямках, що ефективно доповнюється можливістю миттєвої математичної обробки отриманих даних.

Проаналізуємо базові технічні параметри мікроконтролера ADuC841.

Структурно мікросхема поділяється на два функціональні блоки: аналоговий та цифровий.

Аналогові канали пристрою підключені до 8-входового мультиплексора. На його виході розташований пристрій вибірки-зберігання (ПВЗ), який стабілізує рівень аналогового сигналу на обраному каналі протягом усього циклу роботи АЦП.

Окрім АЦП, аналоговий сегмент мікросхеми містить два 12-розрядні ЦАП, кожен з яких оснащений вихідним буферним підсилювачем. Роль джерела опорної напруги може виконувати як внутрішній генератор із номіналом 2,5 В,

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		44

так і зовнішнє джерело, потенціал якого не перевищує напругу живлення самої мікросхеми.

Крім того, до вхідного мультиплектора під'єднано інтегрований температурний сенсор, що дає змогу в режимі реального часу контролювати нагрівання кристала (а з урахуванням відповідних коригувальних коефіцієнтів — і температуру довкілля).

На аналогові входи дозволяється подавати сигнали, амплітуда яких лежить у межах від нуля до рівня опорної напруги.

Комунікаційним інтерфейсом, що зв'язує аналоговий та цифровий блоки, слугує система регістрів управління та калібрування.

Цифровий модуль містить безпосередньо процесорне ядро, яке на рівні системи команд є абсолютно сумісним із найпопулярнішими у світі мікроконтролерами стандарту 8051, а також масив пам'яті та комплекс допоміжної периферії. Електроживлення мікросхеми може здійснюватися від джерел із напругою 3 В або 5 В

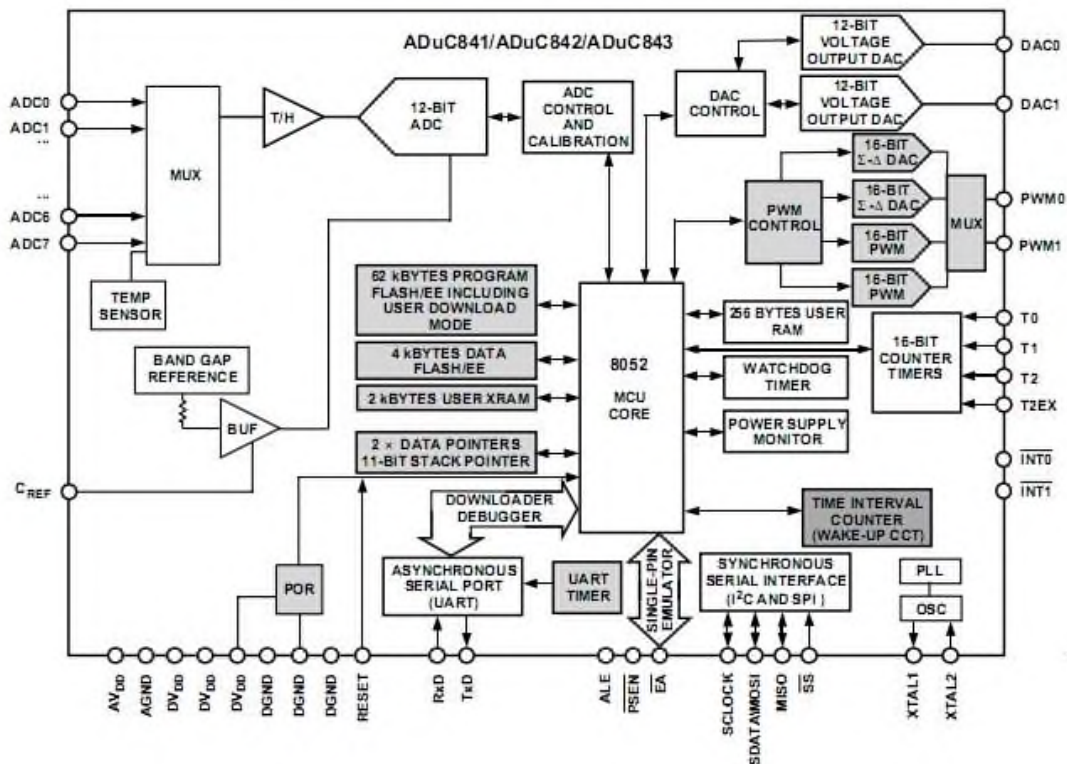


Рисунок 3.1 – Внутрішня будова мікроконтролера ADuC841

3.2 Робота складових частин мікросхеми ADuC841

Аналого-цифровий перетворювач (АЦП) мікроконтролера реалізований за принципом послідовного наближення та здатний функціонувати як у режимі одиничних, так і безперервних вимірювань.

Для збереження результатів перетворення застосовується або режим переривань (який доцільно використовувати за умови низької частоти опитування АЦП), або режим прямого доступу до пам'яті (ПДП), що не перевантажує процесорне ядро та дозволяє записувати дані безпосередньо у зовнішній ОЗП. Усі експлуатаційні режими АЦП налаштовуються за допомогою трьох регістрів управління, розташованих у внутрішній пам'яті контролера. Зчитування результатів здійснюється з двох регістрів: перший містить номер активного каналу мультиплексора та старші 4 біти результату, а другий — молодші 8 бітів.

Мікроконтролер ADuC841 побудований на базі стандартного ядра архітектури 8051 із максимальною тактовою частотою 16 МГц (типове значення — 12 МГц).

Він оснащений чотирма байтовими портами введення-виведення (при цьому порт 3 відрізняється підвищеною навантажувальною здатністю), трьома 16-розрядними таймерами-лічильниками та розширеним набором периферійних модулів.

Блок пам'яті включає 8 Кбайт флеш-пам'яті програм, 640 байт енергонезалежної флеш-пам'яті даних та 256 байт оперативного запам'ятовуючого пристрою (ОЗП).

Запис програмного коду до внутрішньої пам'яті можна здійснювати або в паралельному режимі за допомогою зовнішнього програматора через порти вводу-виводу, або безпосередньо в платі (внутрішньосхемне програмування) у послідовному режимі через стандартний асинхронний інтерфейс.

Крім того, мікросхема інтегрує два апаратні монітори. Перший (сторожовий таймер) контролює стабільність роботи процесора та, у разі

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		46

виявлення програмного зависання, генерує сигнал апаратного скидання для перезапуску системи.

Другий монітор відстежує рівень напруги живлення, не дозволяючи йому критично знижуватися за встановлений користувачем поріг (у діапазоні від 2,6 до 4,6 В).

Ця функція гарантує, що в ситуаціях можливої втрати живлення пристрій встигне зберегти вміст робочих регістрів, зафіксувати поточний стан системи та коректно відновити роботу після стабілізації енергопостачання.

3.3 Опис функціональної схеми

Для забезпечення ефективного функціонування установки з вимірювання пружних характеристик кільцевих пружин було розроблено апаратну схему модуля управління.

Головними завданнями спроектованої керуючої системи є:

- Автоматизоване транспортування досліджуваних зразків кільцевих пружин на вимірювальну позицію.
- Синхронне зчитування та обробка інформаційних сигналів із сенсорів сили та лінійного переміщення.
- Сортування протестованих виробів на придатні та браковані.

Принцип роботи вимірювальної установки реалізується за таким алгоритмом:

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

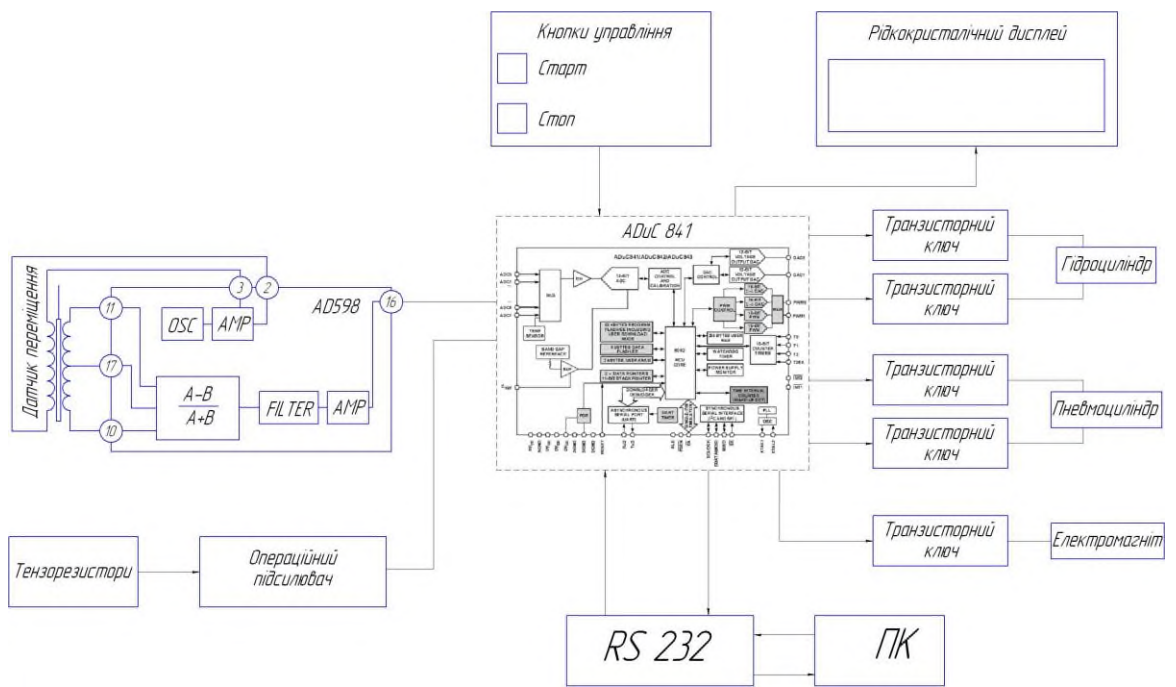


Рисунок 3.2 – Функціональна схема установки

Робочий цикл автоматизованої установки для тестування кільцевих пружин складається з наступних етапів:

1. Завантаження та позиціонування: Робота починається із заповнення накопичувального магазину досліджуваними кільцевими пружинами. Мікроконтролер подає сигнал на транзисторний ключ, який керує пневмоциліндром. Шток пневмоциліндра виштовхує пружину та встановлює її на вимірювальну позицію.
2. Підведення вимірювального вузла: Інший транзисторний ключ активує гідроциліндр, який починає опускати індуктивний датчик лінійних переміщень разом із вимірювальною п'яткою до контрольованої деталі.
3. Реєстрація зусилля та зупинка: Гідроциліндр продовжує рух доти, доки сигнал із тензорезистивного перетворювача (датчика сили) не досягне встановленого порогового значення. Досягнення цього порогу є командою для миттєвої зупинки гідропривода.
4. Вимірювання та відведення: У момент зупинки система фіксує покази індуктивного датчика переміщення. Одразу після цього подається

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

зворотний сигнал на транзисторний ключ гідроциліндра, і вимірювальний вузол повертається у вихідну верхню позицію.

5. Обробка даних: Отримані результати сили та деформації програмно опрацьовуються мікроконтролером, який робить висновок про придатність кільцевої пружини.
6. Сортування та подача наступної деталі: Цикл повторюється. Пневмоциліндр подає нову пружину, яка механічно виштовхує попередню на похилу площину. Одночасно система керує електромагнітом розбракувальної заслінки:
 - Якщо деталь придатна, електромагніт не спрацьовує, і пружина котиться у відповідний лоток.
 - Якщо деталь бракована, транзисторний ключ активує електромагніт, його осердя втягується, відкриваючи заслінку до лотка з браком.
7. Індикація: На рідкокристалічному дисплеї (LCD) у реальному часі відображається загальна кількість проконтрольованих виробів, а також окремо кількість придатних і бракованих пружин. Керування режимами роботи здійснюється за допомогою кнопкової панелі.

Мікропроцесорним серцем системи є контролер сімейства MSC-51 (а саме ADuC841), що відзначається високоточною аналоговою частиною, яка гарантує прецизійне вимірювання контрольованих параметрів.

3.4 Наукові дослідження та математичне моделювання

Аналіз об'єкта дослідження

На рисунку 3.3 представлено розрахункову схему напружено-деформованого стану кільцевої пружини під дією зовнішнього силового фактора. Осьова сила, яка діє на кільце та спричиняє вісесиметричну деформацію його перерізу, повертає його на певний кут.

До верхнього торця кільцевого елемента прикладається зосереджене осьове навантаження Q , яке зумовлює його пружну деформацію та варіацію

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

вихідних геометричних параметрів. Під дією зазначеного навантаження у тілі кільця виникають внутрішні контактні реакції q_1 та q_2 , що локалізуються в зонах спряження суміжних елементів пружини.

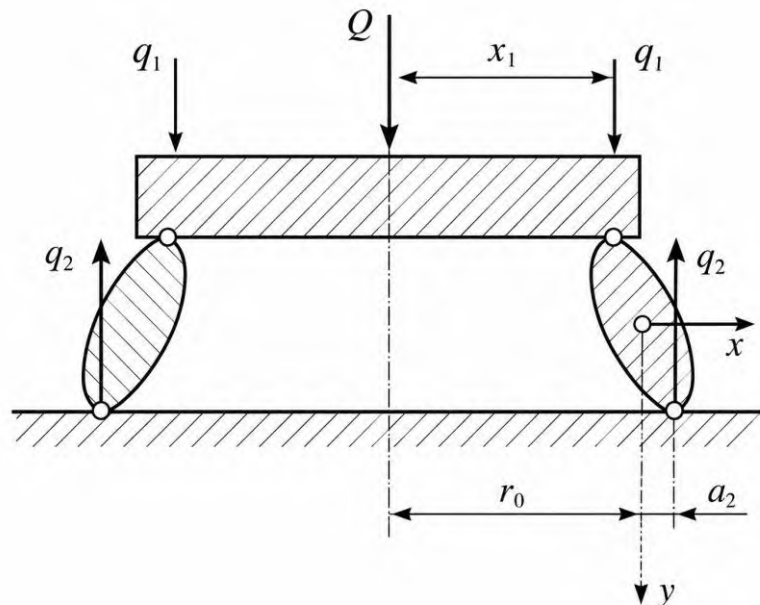


Рисунок 3.3 – Вісьсиметрична деформація кільця під дією осьової сили

Вектори реакцій (q_1) орієнтовані вздовж вертикальної осі симетрії й урівноважують зовнішню силу Q , тоді як зусилля (q_2) характеризують безпосередню взаємодію конічних поверхонь кільця і визначають топологію розподілу напружень у пружному елементі.

У вихідному (ненавантаженому) стані геометричний центр контактної поверхні розташований на радіальній відстані (q_1) від поздовжньої осі симетрії. Прикладання сили Q викликає просторове зміщення контактних зон, що описується координатами x та y .

Параметр x_1 детермінує горизонтальний зсув точки прикладання реакції відносно осі симетрії, а коефіцієнт a_2 характеризує просторове положення точки контакту на нижньому кільці.

Внаслідок симетрії навантаження контактні поверхні зазнають пружного зминання, що призводить до трансформації площі безпосереднього контакту та перерозподілу внутрішніх зусиль.

Наслідком цього процесу є загальна пружна деформація кільця, яка супроводжується зменшенням його висоти.

Функціональна залежність між прикладеною силою Q та відповідним лінійним переміщенням є базою для аналітичного визначення жорсткості кільцевої пружини та побудови її статичної силової характеристики.

В загальному випадку на кільце можуть діяти рівномірно розподілені сили і моменти (рисунок 3.4), сила q_i в Н/см, яка розподілена по контуру радіусом a_i , моменти m_i в Н·см/см – по контуру радіусом b_i , тому січення кільця зазнає радіального переміщення u_0 і поворот на кут φ .

Ось відредаговане та структурно оформлене продовження вашого тексту. Змінні та індекси переведено у відповідний математичний формат для коректного відображення у технічній документації.

Розрахункова схема взаємодії спряжених конічних поверхонь кільцевої пружини під дією зовнішнього навантаження

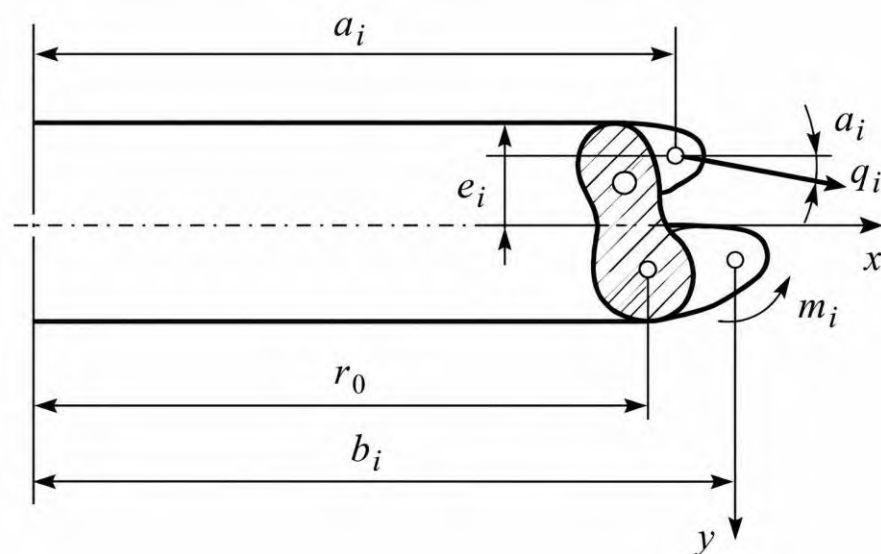


Рисунок 3.4 – Розподіл зовнішніх сил і моментів прикладених до кільця

Подана схема детермінує геометричні та силові параметри локальної контактної зони окремого кільцевого елемента пружної системи.

У точці безпосереднього контакту кілець виникає зосереджена реакція q_i , вектор якої орієнтований відповідно до положення дотичної до фрикційної поверхні взаємодії. Під дією цієї сили розвивається пружне зминання контактуючих елементів та відбувається перерозподіл поля внутрішніх напружень у тілі пружини.

Просторове положення досліджуваної точки контакту описується координатами x та y . Вісь x характеризує радіальне зміщення контактної точки, тоді як вісь y визначає її переміщення у вертикальному (осьовому) напрямку. Варіація координат контактної зони в процесі навантаження зумовлює зміну макрогеометрії пружини та її загальне лінійне стискання (осаджування).

Параметр r_0 визначає початкову (базову) відстань від поздовжньої осі симетрії пружини до теоретичної точки контакту. Величина b_i фіксує поточне просторове положення зони контакту відносно головної осі, а параметр a_i є плечем прикладання контактної сили q_i . Відстань e_i характеризує ексцентриситет лінії дії сили відносно центральної осі поперечного перерізу кільця.

Внаслідок дії контактної сили q_i у поперечному перерізі кільцевого елемента генерується внутрішній згинальний момент M_i , який викликає локальну кутову деформацію пружного елемента. Абсолютне значення цього моменту є функцією величини контактної сили та геометричних параметрів зони взаємодії.

Запропонована розрахункова схема є базою для аналітичного визначення внутрішніх силових факторів у кільцевій пружині, розрахунку локальних контактних напружень, а також побудови узагальненої математичної моделі деформування пружного елемента за екстремальних умов зовнішнього навантаження.

Розглянемо приблизне рішення, яке ґрунтується на припущеннях, що деформація в площині січення кільця відсутня.

Початок координат розміщуємо в центрі січення. Відносне видовження в коловому напрямку

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		52

$$\varepsilon = \frac{u_0}{r} + y \frac{\varphi}{r} \quad (3.1)$$

За законом пружності напруження в коловому напрямку:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \left(\frac{u_0}{r} + y \frac{\varphi}{r} \right) \quad (3.2)$$

де: E – модуль пружності матеріалу.

Невідомі величини u_0 і φ , які входять в це рівняння, визначаються із умови рівноваги половини кільця.

$$\int_F \sigma dF = N; \quad \int_F \sigma y dF = M,$$

де N і M – розтягуючі сила і момент в січєні кільця.

Ці зусилля зрівноважують половину кільця. Оскільки дія моментів перпендикулярно осі, то для визначення N і M використаємо формули:

$$N = \sum_{i=1}^n a_i q_i \cos \alpha_i \quad (3.3)$$

$$N = \sum (b_i m_i - a_i q_i \sin \alpha_i - a_i e_i q_i \cos \alpha_i) \quad (3.4)$$

де сумування розповсюджується на всі прикладенні навантаження.

Таким чином отримаємо наступні вирази:

$$u_0 E \int_F \frac{dF}{r} + \varphi E \int_F \frac{y dF}{r} = N \quad (3.5)$$

$$u_0 E \int_F \frac{y dF}{r} + \varphi E \int_F \frac{y^2 dF}{r} = M \quad (3.6)$$

Оскільки розміри поперечного січення кільця малі в порівнянні з радіусом, то в даному випадку можна вважати, що $r=r_0$, де r_0 – радіус кола центра маси січення.

Враховуючи, що:

$$\int_F y dF = 0,$$

оскільки вісь проходить через центр маси січення, то отримаємо рівняння:

$$\frac{u_0}{r_0} = \frac{N}{EF}; \quad \frac{\varphi}{r_0} = \frac{M}{EJ_x}, \quad (3.7)$$

де: F – площа поперечного січення кільця;

$$J_x = \int_F y^2 dF \text{ – момент інерції січення кільця відносно осі, яка}$$

проходить через центр мас і перпендикулярна до осі кільця.

З рівності 4.2 випливає:

$$\sigma = \frac{N}{F} + y \frac{M}{J_x} \quad (3.8)$$

Кільце під дією осьової сили

В цьому випадку загальна осьова сила буде визначатися як:

$$Q = 2\pi a_1 q_1 = 2\pi a_2 q_2.$$

Визначимо:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2}; \quad \alpha_2 = -\frac{\pi}{2};$$

$$N = 0; \quad M = -a_1^2 q_1 + a_2^2 q_2 = \frac{Q}{2\pi} c;$$

де $c = a_1 - a_2$ – різниця радіусів.

Кут повороту кільця:

$$\varphi = \frac{r_0 M}{EJ_x} = \frac{r_0 (a_2^2 q_2 - a_1^2 q_1)}{EJ_x} = \frac{r_0 Q c}{2\pi EJ_x} \quad (3.9)$$

Величина деформації кільця (вертикальне переміщення точки прикладеної сили).

$$\delta = \varphi c = \frac{r_0 Q c^2}{2\pi EJ_x} \quad (3.10)$$

Напруження в поперечному січенні:

$$\sigma = y \frac{Q c}{2\pi J_x} \quad (3.11)$$

Для прямокутного січення (рисунок 4.3), отримаємо наступні формули:

$$\varphi = \frac{6r_0 Q c}{2\pi E b h^3} \quad (3.12)$$

$$\sigma = y \frac{Q c}{2\pi b h^3} \quad (3.13)$$

Параметр r_0 визначає вихідну радіальну відстань від головної осі симетрії пружини до центра контактної зони. Величина a_1 характеризує лінійну відстань від базової площини до точки аплікації сили q_1 , а параметр a_2 — відповідну відстань до точки прикладання сили q_2 . Розмір b визначає фактичну ширину контактної ділянки, через яку реалізується силова взаємодія між суміжними елементами пружини.

Висота зони контакту позначена як h . Цей геометричний параметр безпосередньо впливає на площу контурного контакту, абсолютну величину локальних контактних напружень та інтегральну жорсткість пружного елемента. Зі зростанням зовнішнього навантаження геометричні розміри контактної ділянки трансформуються, що зумовлює динамічний перерозподіл внутрішніх зусиль у тілі пружини.

Представлена розрахункова схема є базою для подальшого обчислення епюр контактних напружень, визначення реакцій у місцях спряження кілець та аналітичного моделювання статичної характеристики кільцевої пружини. Отримані на її основі результати використовуються для оцінювання працездатності пружної системи та перевірки її відповідності критеріям, що регламентовані технічним завданням.

Найбільше напруження:

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{3Qc}{\pi b h^3} \quad (3.14)$$

Розтягуючі напруження діють при $y = 0,5h$, стискаючі при $y = -0,5h$.

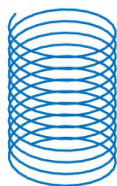
Приведені вище формули дозволяють визначити величину деформації кільця прямокутного січення до якого прикладена осьова сила, а також напруження в поперечному січенні і кут повороту кільця.

3.5 Опрацювання математичної моделі

Моделювання форми пружини за заданими параметрами

Розроблене програмне забезпечення в середовищі MATLAB дозволяє відтворювати загальний вигляд пружини за заданим типом

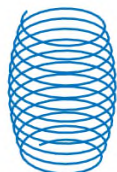
(циліндрична, конусна, бочкоподібна, спіральна), довжиною дроту і розмірами січення.



циліндрична



конусна



бочкоподібна



спіраль

Рисунок 3.4 Відтворені форми пружин

ПЗ для відтворення форми пружин в середовищі MATLAB

```
clear all
w=5;
%довжина дроту
t=[0:.05:15];
%форма циліндричної пружини
x=5*sin(w.*t);
y=5*cos(w.*t);
z=t;
subplot(2,2,1)
plot3(x,y,z)
axis equal
axis off
%форма конічної пружини
x1=.4*t.*sin(w.*t);
y1=.4*t.*cos(w.*t);
```

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

```

subplot(2,2,2)
plot3(x1,y1,z)
axis equal
axis off
%форма бочкоподібної пружини
r=5*sin(t/10+pi/4)
x=r.*sin(w.*t);
y=r.*cos(w.*t);
subplot(2,2,3)
plot3(x,y,z)
axis equal
axis off
%форма спіральної пружини
x2=.4*t.*sin(w.*t);
y2=.4*t.*cos(w.*t);
z2=t;
subplot(2,2,4)
plot3(x2,y2,z2)
axis equal
axis off

```

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

4 Охорона праці

Розроблена установка призначена для дослідження пружних характеристик кільцевих пружин (стопорних кілець) шляхом прикладання до них осевого навантаження та вимірювання величини деформації. Експлуатація установки передбачається в умовах машинобудівних підприємств, випробувальних лабораторій та дільниць технічного контролю.

Під час роботи на оператора можуть впливати такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі частини механізму подачі та сортування деталей;
- можливість защемлення пальців між рухомими елементами установки;
- механічне травмування під час завантаження та вивантаження деталей;
- підвищена напруга в електричних колах системи керування;
- недостатня освітленість робочої зони;
- шум і вібрації від роботи виконавчих механізмів;
- психофізіологічне навантаження оператора під час тривалого контролю

технологічного процесу.

Для забезпечення безпечних умов праці необхідно передбачити комплекс організаційних та технічних заходів щодо усунення або зменшення впливу зазначених факторів.

Вимоги безпеки перед початком роботи

Перед початком роботи оператор повинен провести зовнішній огляд установки, перевірити справність механізмів подачі деталей, надійність кріплення вузлів та відсутність механічних пошкоджень.

Необхідно перевірити справність системи електроживлення, наявність захисного заземлення та працездатність органів керування. Забороняється запуск установки при відкритих захисних кожухах або несправних блокуваннях.

Робоче місце повинно бути очищене від сторонніх предметів, а проходи та евакуаційні виходи – вільними.

Вимоги безпеки під час роботи

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		59

Під час роботи установки оператору забороняється втручатися в роботу механізмів подачі та сортування деталей, а також виконувати регулювання рухомих вузлів без попереднього вимкнення живлення.

Завантаження та вивантаження деталей необхідно виконувати тільки після повної зупинки рухомих елементів. Забороняється торкатися механізмів, що перебувають у русі.

При виникненні стороннього шуму, вібрацій або збоїв у роботі обладнання установка повинна бути негайно зупинена для виявлення та усунення несправностей.

Для захисту працівника рекомендується використовувати спецодяг та захисні окуляри.

Електробезпека

Установка містить мікропроцесорну систему керування, електроприводи та електронні засоби вимірювання, тому особливу увагу необхідно приділити питанням електробезпеки.

Усі металеві частини обладнання, які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, повинні бути надійно заземлені. Електричні шафи та блоки керування мають бути закритими та обладнаними попереджувальними знаками.

Технічне обслуговування електрообладнання дозволяється виконувати лише після відключення установки від мережі живлення та перевірки відсутності напруги.

Пожежна безпека

Приміщення, в якому експлуатується установка, повинно відповідати вимогам пожежної безпеки. Біля робочого місця необхідно розмістити первинні засоби пожежогасіння – порошкові або вуглекислотні вогнегасники.

Електропроводка повинна відповідати допустимим навантаженням, а всі з'єднання мають бути надійно ізольовані. Забороняється використовувати несправні подовжувачі, пошкоджені кабелі та електрообладнання з ознаками перегріву.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		60

У разі виникнення пожежі необхідно негайно відключити електроживлення установки, повідомити відповідні служби та приступити до гасіння пожежі первинними засобами пожежогасіння.

Заходи з безпеки життєдіяльності

Безпечна експлуатація установки забезпечується проведенням первинного та періодичного інструктажів з охорони праці, навчанням персоналу безпечним методам роботи та регулярним технічним обслуговуванням обладнання.

Особлива увага повинна приділятися підтриманню справності захисних кожухів, блокувань, систем аварійного вимкнення та засобів сигналізації. Працівники повинні знати порядок дій у разі аварійної ситуації, відключення електроживлення або виникнення пожежі.

Запропоновані заходи дозволяють створити безпечні умови праці під час експлуатації установки, знизити ризик виробничого травматизму та забезпечити надійну роботу обладнання протягом усього терміну експлуатації.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		61

ВИСНОВОК

Спроектована установка для дослідження пружних характеристик кільцевих пружин (стопорних кілець) успішно вирішує завдання прецизійного вимірювання деформації виробу при прикладанні до нього осьового навантаження.

Розроблено спеціалізований механізм, який забезпечує безперерйну автоматичну подачу деталей на вимірювальну позицію та їхнє подальше сортування (розбракування) за результатами контролю.

Використання сучасної мікропроцесорної техніки у функціональній схемі гарантує високу швидкість та точність роботи системи. Забезпечено гнучкість експлуатації завдяки підтримці як ручного, так і автоматичного режимів роботи, з можливістю управління через локальну кнопочову панель або за допомогою персонального комп'ютера.

Проведені розрахунки підтверджують високу економічну ефективність впровадження розробленого пристрою у виробничий процес. Поряд зі зниженням експлуатаційних витрат, нова установка демонструє покращені технічні характеристики, підвищену надійність та мінімізацію витрат на технічне обслуговування і ремонт.

Впровадження запропонованого проектного рішення є цілком технічно та економічно обґрунтованим. Комплексний аналіз робочих параметрів дозволяє впевнено стверджувати, що розроблена вимірювальна установка є інноваційною та конкурентоспроможною на ринку контрольно-вимірювального обладнання.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		62

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ EN ISO 10243:2022. Пружини стиснення для прес-форм. Технічні вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
2. ДСТУ ISO 7500-1:2018. Матеріали металеві. Калібрування та перевірка машин для статичних випробувань. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.
3. ДСТУ ISO 6892-1:2019. Металеві матеріали. Випробування на розтягування. Частина 1. Метод випробування за кімнатної температури. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
4. Дорожовець М. Г. Основи взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань : навчальний посібник. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2022. – 324 с.
5. Стадник Б. І., Мотало В. П. Метрологія та вимірювальна техніка : навчальний посібник. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2021. – 284 с.
6. Бичківський Р. В. Метрологія, стандартизація та управління якістю : підручник. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2021. – 512 с.
7. Попович В. В. Деталі машин : підручник. – Львів : Магнолія-2006, 2021. – 560 с.
8. Гуревич Л. М. Опір матеріалів : підручник. – Київ : Кондор, 2021. – 448 с.
9. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Опір матеріалів : підручник. – Київ : Вища школа, 2020. – 655 с.
10. Ковальчук В. М. Метрологія, стандартизація і сертифікація : підручник. – Львів : Новий Світ-2000, 2021. – 376 с.
11. Norton R. L. Machine Design: An Integrated Approach. – 7th ed. – Pearson, 2024. – 1088 p.
12. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. – 11th ed. – McGraw-Hill, 2020. – 1120 p.
13. Spotts M. F., Shoup T. E. Design of Machine Elements. – 9th ed. – Pearson, 2021. – 864 p.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		63

14. Farago F. T., Curtis M. A. Handbook of Dimensional Measurement. – 6th ed. – Industrial Press, 2021. – 864 p.
15. Dotson C. Fundamentals of Dimensional Metrology. – 7th ed. – Cengage Learning, 2022. – 640 p.
16. Bolton W. Mechatronics: Electronic Control Systems in Mechanical and Electrical Engineering. – 8th ed. – Pearson, 2023. – 688 p.
17. Bolton W. Programmable Logic Controllers. – 7th ed. – Elsevier, 2022. – 392 p.
18. Groover M. P. Automation, Production Systems and Computer-Integrated Manufacturing. – 5th ed. – Pearson, 2023. – 840 p.
19. Groover M. P. Fundamentals of Modern Manufacturing. – 8th ed. – Wiley, 2024. – 816 p.
20. Kalpakjian S., Schmid S. Manufacturing Engineering and Technology. – 8th ed. – Pearson, 2022. – 1180 p.

					КБР 031.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		64

