НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
приладобудівний факультет
кафедра приладів і систем неруйнівного контролю

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ А.Г. Протасов
«___»_____2019 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності
151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології
на тему: «Роботизована система контролю гальмівних дисків»

Виконав :
студент ІІ курсу, групи ПК-81МП
Цимбал Вадим Євгенович _____

Науковий керівник:
ассистент кафедри ПСНК
Дугін О.Л. _____

Консультант з розроблення стартап-проекту:
Доцент кафедри менеджменту, д.е.н, доцент,
Бояринова К.О. _____

Консультант
Доцент кафедри ПСНК, к.т.н, доцент,
Баженов В.Г. _____

Рецензент:

_____

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.
Студент (-ка) _____

Київ – 2019 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
приладобудівний факультет
кафедра приладів і систем неруйнівного контролю

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність (освітньо-професійна програма) – 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» («Комп'ютерно-інтегровані технології та системи неруйнівного контролю і діагностики»)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ А.Г. Протасов
«___»_____2019 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту

Цимбал Вадим Евгенович

1. Тема дисертації «Роботизована система контролю гальмівних дисків», науковий керівник дисертації Дугін Олександр Леонідович, асистент кафедри ПСНК затверджена наказом по університету від «___»_____ 20__ р. №_____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об’єкт дослідження: процес автоматизованого неруйнівного контролю гальмівних дисків засобами ультразвукового та вихрострумового датчика за допомогою руки-маніпулятора.

4. Вихідні дані: робоча частота 5МГц, тип перетворювача – суміщений, матеріал об’єкта контролю – чугун і алюміній.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: провести аналітичний огляд, розрахувати акустичний тракт, розробити функціональну, структурну, принципову схеми, створити 3D модель в SolidWorks

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:
Структурна схема, функціональна схема, принципова схема
7. Орієнтовний перелік публікацій: написані праці конференції, "Погляд у майбутнє приладобудування

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розробка стартап-проектів	Бояринова К.О., д.е.н., доцент; доцент кафедри менеджменту факультету менеджменту та маркетингу КПІ ім. Ігоря Сікорського	01.12.19	
Розробка електричних трактів	Баженов В.Г., к.т.н., доцент; доцент кафедри приладів і систем неруйнівного контролю КПІ ім. Ігоря Сікорського	15.11.19	

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Формулювання завдання магістерської дисертації	01.09.19-07.09.19	
2	Проведення аналітичного огляду методів ультразвукової товщинометрії	07.09.19-30.09.19	
3	Дослідити існуючі системи автоматизації неруйнівного контролю	01.10.19-07.10.19	
4	Сформувати структуру системи та провести розрахунок акустичного датчика і акустично і електроакустичного траку.	08.10.19-30.10.19	
5	Підбір компонентів для схеми електричної та розрахунки механічної складової системи	01.11.19-14.11.19	
6	Провести моделювання нагріву гальмівного диску у COMSOL Multiphysics та виконати моделювання роботи системи в SolidWorks	15.11.19-30.11.19	
7	Формулювання висновків	01.11.19-04.11.19	

Студент Цимбал В.Є.

Науковий керівник дисертації Дугін О.Л.

Реферат

Актуальність теми

Технологічний процес в промисловості нерозривно зв’язаний з її автоматизацією технологічних процесів. Автоматизація ефективно застосовується на сучасному етапі розвитку людства з метою досягнення зростання показників ресурсозбереження, поліпшення екології навколишнього середовища якості та надійності продукції. В зв'язку з бурхливим розвитком мікропроцесорної техніки і персонально електронно-обчислювальних машин, функціональні можливості яких дають змогу використовувати найдосконаліші методи в рамках сучасних складних систем управління. Мікропроцесорні пристрої та електронно-обчислювальних машини, пов’язані між собою обчислювальними та керуючими мережами з використанням загальних баз даних, дозволяють впроваджувати комп’ютерні технології у нетрадиційній сфері діяльності підприємства, що проявляється в інтеграції виробничих процесів та управління ними. Основою систем автоматизації стали функціональні можливості мікропроцесорних систем управління, при створенні яких вирішальну роль відіграють такі фактори, як використання принципів інтеграції, розподіленого управління, програмних комплексів. При автоматизації виробництва об’єктом є не окремий технологічний процес чи агрегат, а технологічний комплекс із складними взаємозв’язками між його підсистемами.

Магістерська дисертація складається з 105 сторінок, 65 ілюстрацій, 59 формул та 31 таблиць. Обраний матеріал був вказаний у 20 джерелах посилань.

В даній дисертації були проаналізовані методи ультразвукового та вихрострумового неруйнівного контролю для контролю гальмівних дисків, визначені їх переваги та недоліки та був проведений та обґрунтований вибір використованого методу.

Графічна частина складається з 3-х креслень. Створена електрична принципова схема приладу, котра підкріплена розрахунками акустичного тракту, електроакустичного тракту та розрахунками елементів схеми Проведене моделювання, котре включає в собі: 3D модель системи контролю, аналіз гальмівних дисків за допомогою програми Comsol.

Проаналізовано маркетингова складова стартап-проекту для визначення можливості цього впровадження та можливих ринкових напрямів його реалізації.

Мета та завдання дослідження :

Метою дослідження є розробка універсальної автоматизованої системи контролю гальмівних дисків.

- Виконати моделювання роботизованої системи
- Розробити комплексну систему контролю
- Дослідити вплив факторів на нагрів гальмівних дисків

Об’єкт дослідження :

Процес автоматизованого неруйнівного контролю гальмівних дисків засобами ультразвукового та вихрострумового датчика за роботизованої системи контролю гальмівних дисків.

Предмет дослідження :

Методи та засоби автоматизованого контролю тормозних дисків за допомогою роботизованої системи контролю гальмівних дисків.

Наукова новизна :

Запропоновано систему контролю гальмівних дисків. Розраховано її геометричні характеристики, підібрано елементи електричної схеми.

- Моделювання. Створено модель системи в SolidWorks. Описаний принцип її роботи.

- Сформульовано загальні вимоги до систем роботизованого контролю виробів.

Abstract

Actuality of theme

The technological process in the industry is inextricably linked to its automation of technological processes. Automation is effectively used at the present stage of human development to achieve growth in resource efficiency, improve environmental quality and reliability of products. Due to the rapid development of microprocessor technology and personal electronic computers, the functionality of which enables the use of the most advanced methods within the modern complex control systems. Microprocessor devices and electronic computers interconnected by computer and control networks using common databases allow the introduction of computer technology in the non-traditional field of activity of the enterprise, which is manifested in the integration of production processes and management. The basis of automation systems were the functionality of microprocessor control systems, in the creation of which factors such as the use of principles of integration, distributed control, software systems play a crucial role. When automating production, the object is not a separate technological process or unit, but a technological complex with complex interconnections between its subsystems.

The master's thesis consists of 105 pages, 65 illustrations, 59 formulas and 31 tables. Selected material was listed in 20 sources of links.

In this dissertation, the methods of ultrasonic and eddy current non-destructive testing for the control of brake discs were analyzed, their advantages and disadvantages were determined, and the choice of the method used was made and justified.

The graphic part consists of 3 drawings. An electrical schematic diagram of the device has been created, which is supported by the calculations of the acoustic path, the electroacoustic path and the calculations of the circuit elements. Modeling carried out, which includes: 3D model of the control system, analysis of brake disks with the help of Comsol.

The marketing component of a startup project is analyzed to determine the feasibility of this implementation and possible market directions for its implementation.

Purpose and objectives of the study:

The purpose of the study is to develop a universal automated brake disc control system.

- Perform simulation of the robotic system

- Develop a comprehensive control system

- Investigate the influence of factors on the brake disc heating

Object of study :

The process of automated non-destructive testing of brake disks by ultrasonic and eddy current sensor with a robotic brake disc control system.

Subject of study :

Methods and means of automated control of brake discs using a robotic brake control system.

Scientific novelty:

The system of control of brake disks is offered. Its geometrical characteristics are calculated, elements of the electrical scheme are selected.

- Simulation. SolidWorks system model created. The principle of its work is described.

The general requirements for robotic control systems are formulated

Зміст

ВСТУП ... 9
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ... 10
1.1 Структура та опис гальмівної системи ... 10
1.1.1 Гальмівні механізми ... 11
1.1.2 Принцип роботи гальмівної системи ... 15
1.1.3 Товщина гальмівних дисків ... 16
1.1.4 Різновиди гальмівних дисків ... 16
1.2 Дефекти гальмівного диску ... 17
1.2.1 Перелік дефектів гальмівних дисків ... 17
1.2.2 Продовження максимального терміну експлуатації ... 19
1.2.3 Заміна гальмівних дисків ... 20
1.3 Методи контролю ... 23
1.3.1 Метод вихрових струмів ... 23
1.3.2 Поняття ультразвуку ... 27
1.4 Опис роботизованої системи контролю ... 30
1.4.1 Ступені свободи і системи координат маніпуляторів ... 32
1.4.2 Управління багатоланковими маніпуляторами ... 34
1.5 Обгрунтування методу контролю ... 36
1.6 Розробка платформи сканування ... 37
2. РОЗРАХУНОК ТРАКТІВ. ПІДБІР КОМПОНЕНТІВ СХЕМИ ... 38
2.1 Розрахунок датчиків ... 38
2.2 Розрахунок товщини просвітлюючого шару ... 42
2.3 Розрахунок коефіцієнту проходження УЗ ... 43
2.4 Розрахунок акустичного тракту для прямого перетворювача ... 44
2.5 Розрахунок електроакустичного тракту ... 45
2.6 Розрахунок і підбір вузлів аналогової частини принципової схеми ... 47
2.6.1 Розрахунок генератора ударного збудження ... 47
2.6.2 Розрахунок схеми захисту ... 49
2.6.3 Розрахунок полосового фільтра ... 50

2.6.4 Розрахунок АРП 52
2.6.5 Розрахунок АЦП 53
2.6.6 Вибір мікроконтролера 55
2.6.7 Драйвер для двигуна 57
3. РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ СИСТЕМИ 59
3.1 Розрахунок для осі Y 59
3.1.1 Розрахунок діаметра гвинта та його характеристик осі Y 60
3.1.2 Підбір двигуна 61
3.1.3 Підбір муфти осі Y 63
3.1.4 Орієнтовні габарити осі Y 65
3.2 Розрахунок для осі X 65
3.2.1 Підбір муфти осі X 65
3.2.2 Орієнтовні габарити осі X 66
3.2.3 Розрахунок конічної передачі для осі X 66
3.3 Розрахунок для осі Z 69
3.3.1 Розрахунок діаметра гвинта та його характеристик осі Z 69
3.3.2 Підбір двигуна 71
3.3.3 Підбір муфти осі Z 72
3.3.4 Розрахунок конічної передачі осі Z 72
3.4 Вибір підшипників 75
3.5 Схема кінематична 76
4. МОДЕЛЮВАННЯ 77
4.1 Аналіз дискового гальма за допомогою COMSOL 77
4.2 Моделювання роботизованої системи в SolidWorks 84
5. РОЗРОБКА СТАРПАТ ПРОЕКТУ 89
5.1 Опис ідеї проекту 89
5.2 Технологічний аудит ідеї проекту 90
5.3 Аналіз ринкових можливостей запуску проекту 91
5.4 Розроблення ринкової стратегії проекту 96
5.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту 98
5.6 Висновки 101

ВИСНОВОК 103
ЛІТЕРАТУРА 104
ДОДАТКИ 106

Перелік умовних позначень, символів, скорочень і термінів:

ДТП – дорожньо-транспортна пригода

СТО – станція технічного обслуговування

НК – неруйнівний контроль

ОК – об’єкт контролю

ЕРС – електрорушійна сила

УЗ – ультразвук

УЗК – ультразвуковий контроль

ПЕП – п’єзоперетворювач

ГУЗ – генератор ударного збудження

АРП – автоматичне регулювання підсилення

АЦП – аналого-цифровий перетворювач

ККД – коефіцієнт корисної дії

ВСТУП

До питань безпеки фахівці стали звертатися відразу ж, як на дорогах з'явилася велика кількість автомобілів, і почали виникати дорожньо-транспортні пригоди. Причини ДТП були найрізноманітнішими, але більшість з них були пов'язані з несправностями тієї чи іншої системи в автомобілі. Кількість автомобілів стає все більшою і більшою, їх число збільшується по всьому світу, з кожним роком. А з кількістю автомобілів, збільшується і кількість ДТП, через яких гине більше людей і ще більше залишаються інвалідами. Неналежний технічний стан і експлуатація автомобілів, є однією з основних причин виникнення багатьох ДТП. Аварії, що виникають із-за відмови різних систем автомобіля, несуть за собою найтяжчі наслідки. І одним з перших факторів була здатність автомобіля загальмувати в потрібний момент.

Гальмівним системам приділяють особливу увагу. Вони є об'єктом сертифікаційних випробувань. У зв’язку з цим виникає інше питання – оцінка придатності методів відповідно до яких проводять випробування. Добре продуманіі поставлені випробування дозволяють на ранньому етапі виявити недоліки і усунути їх з мінімальними втратами. Разом з тим, з кожним роком в світі істотно збільшується виробництво автомобілів, їх технологічний рівень і підвищуються вимоги безпеки руху.

Однією із частин гальмівної системи є тормозний диск – як основна ланка для всієї системи. Його якісний контроль, як на виробницті, під час випробувань, так і після пробігу значно зменшить кількість ДТП, так як тормозний диск є найбільш навантаженим елементом гальмівного управління, в якому накопичується й розсіюється велика частина кінетичної енергії автомобіля, що поглинається в процесі гальмування.

У роботі запропоновано застосувати роботизовану систему для контролю гальмівних дисків

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1 Структура та опис гальмівної системи

Експлуатація автомобіля допустима лише коли він має справну гальмівну систему. Гальмівна система служить автомобілю як засіб зниження зупинки , швидкості, й утримування на місці.

"Гальмівна сила виникає між дорогою і колесом, у напрямку, що перешкоджає обертанню колеса при гальмуванні. Значення гальмівної сили на колесі залежить від структури та можливості механізму гальмівної системи, від коефіцієнту зчеплення з дорогою та від навантаження, яке діє на колесо. При рівності всіх умов, що визначають силу гальмування, ефективність гальмової системи буде залежати від особливостей конструкції гальмівної системи"[1]. Гальмівна система, також, застосовується для фіксації автомобіля на певному місці.

Гальмівні системи діляться на :

- Робочу
- Запасну
- Допоміжну
- Стоянкова

Найбільш часто використовується робоча робоча гальмівна система - забезпечує уповільнення автомобіля не менше ніж 5.8 $м/с^2$, що рухається зі швидкістю не більше 80 км/год при здійсненні зусилля на педаль не менше ніж 50 кг. Вона складається з ряду пристроїв, що дозволяють водієві знижувати швидкість аж до повної зупинки. У неї входять гальмівні пристрої (дискові, барабанні), головний гальмівний циліндр, вакуумний підсилювач гальм і регулятор гальмівних сил. Плюс магістралі з гальмівною рідиною.

"Запасна гальмова система служить для зупинки автомобіля як запасний варіант в разі відмови робочої гальмової системи. Функції запасної системи може виконувати справна частина робочої гальмової системи або стоянкова система"[1].

Допоміжна (аварійна) система починає діяти при розгерметизації одного з контурів (витікає гальмівна рідина). В цьому випадку в бачку з гальмівною рідиною, розділеному на дві незалежні об’єми, рівень знижується до критичної позначки. Далі він продовжує знижуватися тільки в обсязі несправного контуру, а обсяг справного зберігає критичний рівень рідини.

1.1.1 Гальмівні механізми

"Гальмівний механізм призначений для створення гальмівного моменту, необхідного для уповільнення і зупинки автомобіля. На автомобілях встановлюються фрикційні гальмівні механізми, робота яких заснована на використанні сил тертя"[2]. Гальмівні механізми робочої системи встановлюються безпосередньо на колесі. Гальмівний механізм складається з обертової і нерухомої частин. В якості обертової складової використовується гальмівний барабан, нерухомої частини - гальмівні колодки.

Гальмівні механізми поділяють на дискові і барабанні.

Дискові бувають з рухомим або нерухомим супортом. Найбільшого поширення набули механізми з рухомим супортом, які виключають нерівномірний зношення колодок. Ще однією особливістю механізму з рухомим супортом є змінна відстань від зовнішнього габариту до колісного диску в залежності від стану колодок.

Схема дискового гальмівного механізму :

"Супорт закріплений на кронштейні. У пазах супорта встановлені робочі циліндри, які при гальмуванні притискають гальмівні колодки до диска. Гальмівні колодки притискаються до супорта пружинними елементами. До колодок прикріплені фрикційні накладки. На сучасних автомобілях гальмівні колодки оснащуються датчиками зносу"[3].

Гальмівний диск пригальмовані сильно нагрівається. Охолодження гальмівного диска здійснюється потоком повітря. Для кращого відведення тепла на поверхні диска вирізають отвори. Такий диск називається вентильованим. Для підвищення ефективності гальмування і забезпечення

стійкості до перегріву на спортивних автомобілях застосовуються керамічні гальмівні диски.

Гальмівний привід забезпечує управління гальмівними механізмами. У гальмівних системах автомобілів застосовуються такі типи гальмівних приводів: механічний, гідравлічний, пневматичний, електричний і комбінований.

Механічний привід використовується в стояноковій гальмівній системі. Він являє собою систему важелів і тросів, що з'єднує важіль стоянкового гальма з гальмівними механізмами задніх коліс. Включає важіль приводу, троси з регульованими накінечниками, зрівнювачами тросів і важелями приводу колодок.

Гідравлічний привід є основним типом приводу в робочій гальмівній системі. Конструкція гідравлічного приводу включає гальмівну педаль, підсилювач гальм, головний гальмівний циліндр, колісні циліндри, з'єднувальні шланги і трубопроводи.

Барабанні механізми встановлюють зазвичай на задні колеса. В процесі роботи зазор між колодкою і барабаном збільшується. Для його усунення призначені механічні регулятори. Тепловідведення здійснюється через колодкові накладки, масивну металеву основу і ребра охолодження гальмівного барабана.

Гальмівна педаль передає зусилля від ноги водія на головний гальмівний циліндр. Підсилювач гальм створює додаткове зусилля, яке передається від педалі гальма. Найбільше застосування на автомобілях знайшов вакуумний підсилювач гальм.

Для реалізації гальмівних функцій робота елементів гідроприводу організована по незалежним контурам. При виході з ладу одного контура, його функції виконує інший контур. Робочі контури можуть дублювати один одного, виконувати частину функцій друг-друга або виконувати тільки свої функції (здійснювати роботу певних гальмівних механізмів). Найбільш затребуваною є схема, в якій два контури функціонують діагонально.

На сучасних автомобілях до складу гідравлічного гальмівного приводу включені різні електронні системи: антиблокувальна система гальм, підсилювач екстреного гальмування, система розподілу гальмівних зусиль, електронне блокування диференціала.

Пневматичний привід використовується в гальмівній системі вантажних автомобілів. Комбінований гальмівний привід являє собою комбінацію декількох типів приводу. Наприклад, електропневматичний привід.

Зараз у автомобілях застосовується здвоєний (тандемний) головний гальмівний циліндр, який створює тиск для двох контурів. Над головним циліндром знаходиться розширювальний бачок, призначений для поповнення гальмівної рідини в разі невеликих втрат.

Колісний циліндр забезпечує спрацьовування гальмівного механізму, тобто притиснення гальмівних колодок до гальмівного диску (барабану)

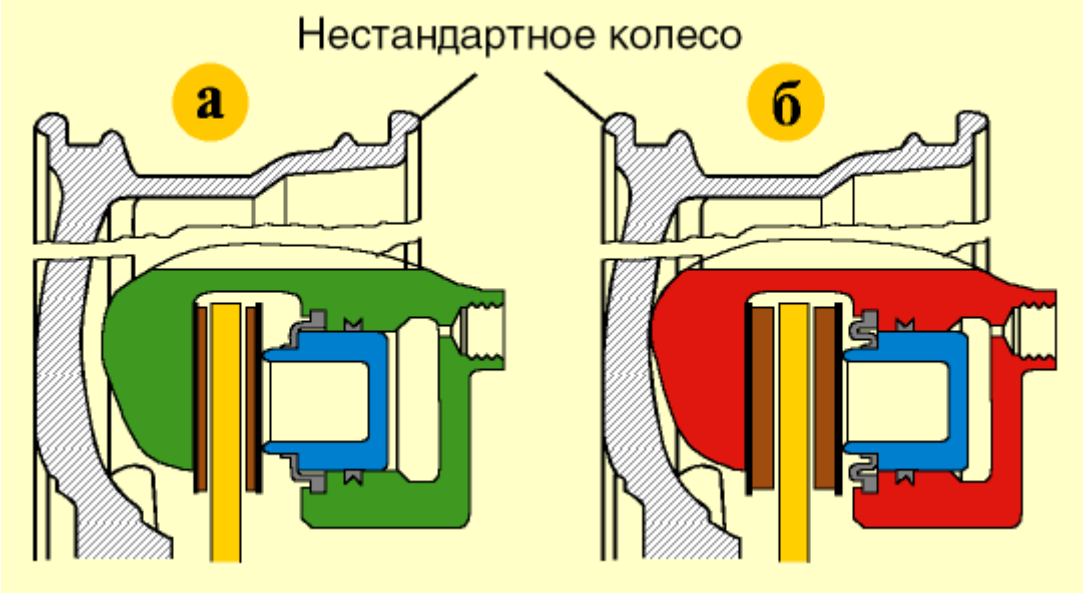


Рисунок 1.1 Положення супорта: а - зі зношеними колодками; б - після установки нових колодок

"Головний гальмівний циліндр призначений для перетворення зусилля, прикладеного до педалі гальма, в надлишковий тиск гальмівної рідини та розподілення його по робочим контурам. Бочок із запасом рідини може кріпитися як на гальмівному циліндрі так і поза ним"[2].

Регулятор - зменшує тиск в приводі механізмів задніх коліс. При гальмуванні сила інерції автомобіля, що рухається і протидіюча їй сила тертя створюють опрокидуючий момент. Передня підвіска, реагуючи на нього, «просідає», а задні колеса розвантажуються. Тому навіть при не інтенсивному гальмуванні задні колеса можуть блокуватися, що часто призводить до заносу машини. Залежно від зміни відстані між елементами задньої підвіски і кузовом, тиск в приводі задніх гальм (в порівнянні з передніми) обмежується.

Робочий контур - ділиться на основний і допоміжний. Якщо система справна, то працюють обидва, але при розгерметизації одного - інший продовжує працювати, стаючи допоміжним (аварійним). Поширені три компонування поділу:

- 2+2 підключених паралельно (передні та задні)
- 2+2 підключених діагонально (правий передній + лівий задній)
- 4+2 гальмівних механізма (в один контур підключені механізми всіх коліс, а інший тільки два передніх)

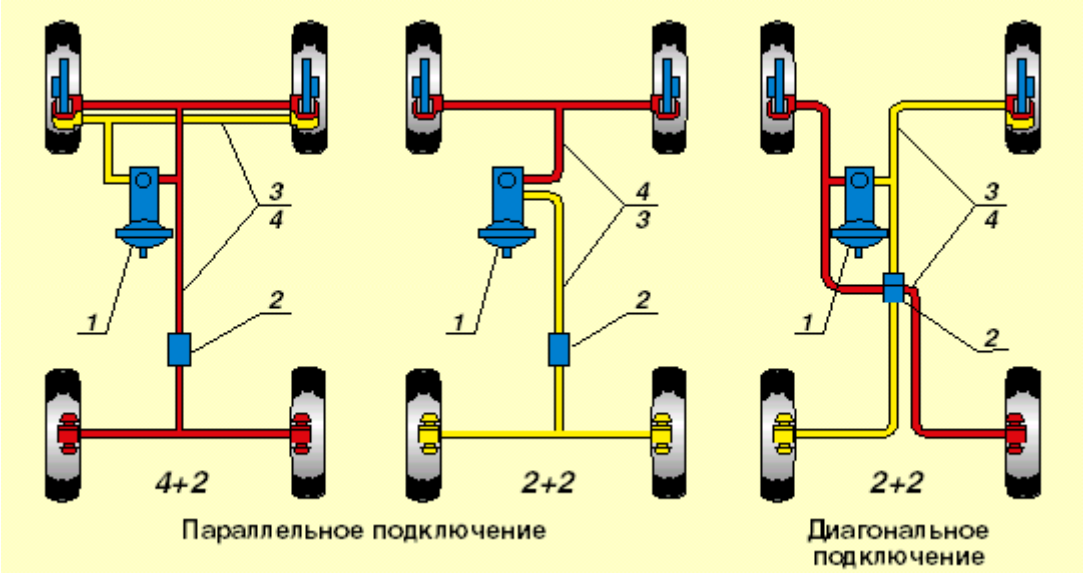


Рисунок 1.2 Схема компонування гідроприводу 1 - головний гальмівний циліндр з вакуумним підсилювачем; 2 - регулятор тиску рідини в задніх механізмах; 3-4 робочі контури

На багатьох машинах в гальмівний привід вбудовують протиблокувальні системи. Конструктивно ці системи - це сукупність датчиків, модуляторів і

блока управління. При гальмуванні блок управління аналізує інформацію, що надходить від датчиків про швидкість автомобіля і кутової швидкості обертання коліс, відстежує роботу механізмів, які регулюють тиск рідини в тому чи іншому колісному механізмі, не даючи йому заблокуватися в разі екстреного гальмування.

1.1.2 Принцип роботи гальмівної системи

Принцип роботи будь-якої гальмівної системи дуже простий. Водій, натискаючі на педаль гальма передає зусилля через ряд пристроїв на колісні механізми, які впливають на диски, притискаючи колодки до них і зупиняючи їх обертання і автомобіль.

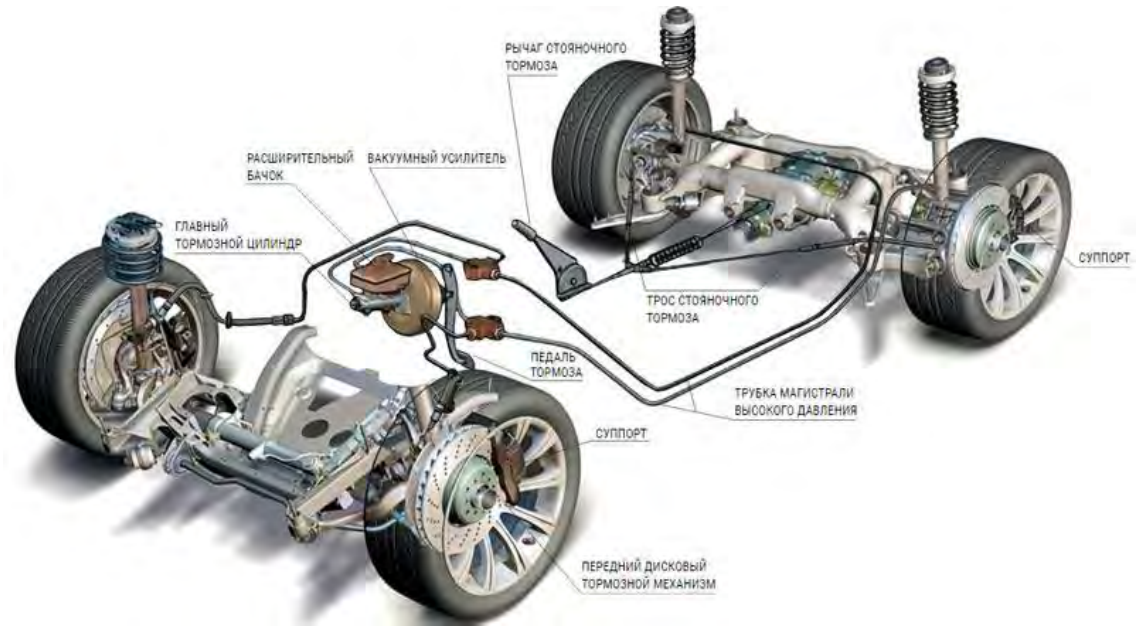


Рисунок 1.3 Схема гальмівної системи автомобіля

Принцип роботи гальмівної системи розглянуто на прикладі гідравлічної робочої системи. При натисканні на педаль гальма сила передається до підсилювача, який створює додаткове зусилля на головному гальмівному циліндрі. Поршень головного гальмівного циліндра переганяє рідину через трубопроводи до колісних циліндрів. При цьому збільшується тиск рідини в гальмівному приводі. Поршні колісних циліндрів переміщують гальмівні колодки до дисків (барабанів).

При подальшому натисканні на педаль збільшується тиск рідини і відбувається спрацьовування гальмівних механізмів, що призводить до уповільнення обертання коліс і появи гальмівних сил в точці контакту шин з дорогою. "Чим більше прикладена сила до гальмівної педалі, тим швидше і ефективніше здійснюється гальмування коліс. Тиск рідини при гальмуванні може досягати 10-15 МПа"[2].

Після гальмування, педаль під впливом поворотної пружини переміщається в початкове положення. У вихідне положення, також, переміщається поршень головного гальмівного циліндра. Пружинні елементи відводять колодки від дисків Гальмівна рідина з колісних циліндрів по трубопроводах витісняється в головний гальмівний циліндр. Тиск в системі падає.

Ефективність гальмівної системи значно підвищується за рахунок застосування систем активної безпеки автомобіля.

1.1.3 Товщина гальмівних дисків

"Відмінності в товщині нового гальмівного диску і зношеного, як правило, становить 1-3 мм"[3]. Конкретні величини можуть коливатися в залежності від виробника деталей і марки авто. На передніх гальмівних дисках обов'язково вказуються їх регламентована, так і мінімальна товщина.

Перевірку поперечного розміру дисків здійснюють за допомогою лінійки або, краще, штангенциркуля. Виміри проводяться в декількох точках і, якщо середнє значення наближається до мінімального, проводиться заміна гальмівних дисків. Подальша експлуатація «з тертих» дисків небезпечна тим, що серйозні термічні і механічні навантаження можуть привести до втрати міцності і жорсткості деталі і, в гіршому випадку, привести навіть до його розколу на частини при гальмуванні.

1.1.4 Різновиди гальмівних дисків

Існує кілька основних різновидів гальмівних дисків:

- Вентильований гальмівний диск. Складається з двох тонких частин, з'єднаних середнім шаром з каналами, що дозволяють ефективно охолоджувати деталь.
- Невентильовані. Звичайна лита (відлита з чавунна) структура. Товщина таких гальмівних дисків зазвичай коливається в діапазоні 10-20 мм. Вони швидко нагріваються і зношуються.
- Перфоровані диски мають отвори на поверхні. Недолік - ризик пошкодження при попаданні вологи на гарячу деталь.
- Гальмівні диски з радіальними канавками - дозволяють відводити воду з робочої поверхні.

Для руху в «середньостатистичному» режимі досить штатних дисків з чавуну. При агресивному стилі водіння рекомендується ставити спортивні деталі, виготовлені з міцніших сплавів.

1.2 Дефекти гальмівного диску

Гальмівні диски мають свій ресурс, виробивши який підлягають заміні. Як правило, диски 17ношуються набагато повільніше, ніж гальмівні колодки – в середньому різниця в 2-3 рази. Міняють диски, найчастіше, за ступенем зносу: різні виробники дають різні допуски на знос робочої частини, але в більшості випадків не більше 2-4 мм. Однак ,крім стирання робочої площині, є кілька «ворогів» гальмівних дисків.

1.2.1 Перелік дефектів гальмівних дисків

Дефектами гальмівних дисків є :

1. Корозія. Диски ржавіють найчастіше взимку, коли автомобіль довго простоює на відкритому повітрі. Досить 2-3 днів, щоб сіль, реактиви і вода викликали появу іржі на поверхні гальмівного диска. Небезпека корозії в нерівномірному пошкодженні металу, яке, може стати причиною руйнування диска при підвищеному навантаженні. Багато виробників наносять на поверхню диска спеціальні покриття, що запобігають появі іржі.

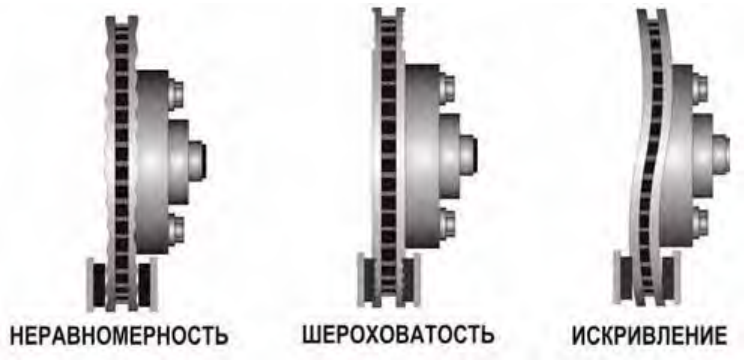


Рисунок 1.4 Основні дефекти дисків

2. Деформація. З’являється від постійних перепадів температур (наприклад, потрапляння води на розігрітий диск) метал може змінити свою форму - викривляється робоча поверхня, що стає причиною вібрації і «биття» керма при гальмуванні.

3. Незначні пошкодження поверхні. Між поверхнею диска і колодками може потрапити бруд, дрібне сміття, тверді частинки. Вони викликають шорсткі зколи на краях і на площині диску, що впливає на якість його роботи (рис. 1.5)

Рисунок 1.5 Пошкодження поверхні

4. Тріщини і відколи. Неякісний метал, використаний для виготовлення дешевих дисків, може не витримати навантажень. Диск тріскається, на ньому з'являються зколи, і в кінці-кінців він просто розвалюється в критичний момент (рис. 1.6)

Рисунок 1.6 Тріщини

1.2.2 Продовження максимального терміну експлуатації

Звичайні (не карбонові) диски зношуються в будь-якому випадку, просто в процесі експлуатації. Але є фактори, що впливають на тривалість використання тормозних деталей.

- Пробки. Стояння в пробках - взагалі один з найбільш неприємних моментів для всіх вузлів автомобіля. Пересування маленькими ривками, з частим гальмуванням, швидко зношує диски і колодки. А особливо - в поєднанні з агресивною манерою їзди, коли доводиться «продиратися», об'їжджаючи автомобілі, які стоять поруч.
- Вантаж. Буксування причепа або просто велика завантаженість автомобіля, особливо при русі з гірки, досить сильно навантажує гальмівну систему, адже і гальмувати доводиться частіше, і зусилля маси набагато більше, ніж при відсутності завантаження.
- Бездоріжжя. Пересування по пересіченій місцевості - складне випробування, зношуються гальмівні диски в кілька разів швидше, ніж їзда по трасі.

Крім режиму експлуатації, на тривалість використання гальмівних дисків впливає і нормальна робота всіх найближчих вузлів: чи не зношені гальмівні

колодки, правильно працює супорт, відсутність корозії на ступиці, відбалансування коліс, амортизаторів і передньої вісі.

За появи на диску шорсткостей, викривлень і інших проблем, багато автолюбителів звертаються за проточкою: обробкою диска на верстаті для усунення дефектів поверхні. При проточці знімається приблизно 0,25 мм з поверхні, що знижує ресурс диска, але дає можливість ще деякий час його використовувати. Іноді (наприклад, при викривленні неякісних дисків) проточка знімає проблему тільки на короткий час. У будь-якому випадку, потрібно періодично перевіряти стан гальмівних дисків, щоб уникнути проблем на дорозі.

1.2.3 Заміна гальмівних дисків

За заміну гальмівних дисків немає чітко визначеного регламенту, все залежить від матеріалу, якості і режиму використання. Як правило, фахівці дотримуються такого правила: кожна третя заміна гальмівних колодок відбувається разом із заміною дисків. Але і це не аксіома: дорогі диски проживуть набагато довше, а неякісні доведеться міняти навіть частіше.

Рисунок 1.7 Критичний знос диску

Знос дисків визначається при перевірці: кожна модель має специфікацію, в якій вказана мінімально можлива товщина робочої частини (в карбонових дисках вказується мінімальна вага), після досягнення якої гальмівні диски потрібно міняти. Це ідеальний варіант штатної експлуатації.

В інших випадках сигналом до заміни буде зміна в роботі автомобіля:

- збільшилася довжина гальмівного шляху.

- машину під час гальмування відводить убік.
- знизився рівень гальмівної рідини.
- педаль гальма стала м'якою, «ватяною».
- при гальмуванні відбувається блокування коліс.
- з'явилася вібрація керма при натисканні на педаль гальма.
- з'явився шум від гальмівних колодок (скрип, писк, скрегіт).
- гальмівний диск пошкоджений і це видно при огляді зовні.
- на гальмівному диску з'явилися глибокі кільцеві канавки і задираки металевої поверхні.

Як правило, передні гальмівні диски потрібно міняти частіше, ніж задні, через більш високого навантаження.

Якою б не була причина заміни, існує кілька моментів, які обов'язково потрібно взяти до уваги:

- разом з гальмівними дисками обов'язково потрібно міняти і колодки, інакше знос нових дисків буде нерівномірним.
- диски (і колодки разом з ними) змінюють завжди парою, навіть якщо один вийшов з ладу, а другий ще в порядку, в іншому випадку машину при гальмуванні буде «уводити» в сторону.
- змінюючи гальмівні диски самостійно, потрібно стежити, щоб на них не залишилося заводськтх мастила, на яких будуть прослизати колодки.
- після заміни дисків необхідно їх «притерти»: приблизно 150-200 км обережно їзди без сильних розгонів і різких тривалих гальмувань, щоб з колодок і дисків пішли нерівності і максимально збільшилася поверхня контакту.
- при заміні гальмівних дисків проводиться огляд ступиці на предмет іржі і пошкоджень, які можуть спровокувати вібрацію дисків і колодок.
- одночасно з заміною дисків необхідно робити і профілактику супортів (чистку і змазку).

Рисунок 1.8 Тріщини на гальмівному диску

Чим загрожує несвоєчасна заміна елементів гальмівної системи? Адже, здавалося б, у чому проблема: стерся диск на 3 або на 4 міліметри?

Як вже говорилося, кожен виробник вказує мінімально можливу товщину гальмівного диска, при якій він ще нормально функціонує. Диск, стертий до мінімальних товщин може більш-менш виконувати свою роботу в штатному режимі, але в разі екстреного гальмування виходить з ладу - як раз в самий відповідальний момент. Варіантів «сюрпризу» багато: відколовся шматок диска, випадає гальмівна колодка, закипання або витік гальмівної рідини (стан якої перевіряють на СТО разом з заміною дисків або колодок), коли потрібно гальмувати, а педаль провалюється в підлогу. Найбезневинніший варіант - автомобіль просто гальмує довше і гірше, ніж зазвичай, самий екстремальний - поїздка і маневрування без гальм взагалі.

Навіть без урахування катастрофічних наслідків, зношені диски призводять до розбалансування всієї системи: розхитуються підшипники ступиці, кермові шарніри і т.д., і замість оплати простої заміни гальмівних елементів доведеться викласти значно більшу суму за серйозний ремонт.

Рисунок 1.9 Злам гальмівного диску

Заощадити на гальмівних дисках можна: кожен виробник випускає продукцію різних цінових категорій, і можна підібрати недорогий, але досить якісний варіант. Навіть найпростіші дешеві гальмівні диски - набагато краще, ніж найдорожчі, але давно зношені.

1.3. Методи контролю

Методи неруйнівного контролю, які застосовуються в магістерській дисертації – метод вихрових струмів і ультразвуковий метод.

1.3.1.Метод вихрових струмів:

"При вихрострумовому контролі електромагнітне поле створюється змінним струмом в котушці вихрострумового перетворювача. Найчастіше застосовується синусоїдальний струм. Розглянемо його основні параметри"[4]. Значеннями змінного струму в будь-який момент часу називають миттєвими значеннями. На рис. Представлено графік миттєвих значень струму, який можно розглядати як функцію часу *t* чи фазового кута $\gamma = \omega t$. Величина синусоїдального струму є періодичною функцією часу, тобто через проміжок часу T, цикл повторюється $i(t) = i(t + T)$. Період часу T відповідає фазовий кут, рівний 2π. Величину, обернену періоду називають частотою $f = \frac{1}{T}$.

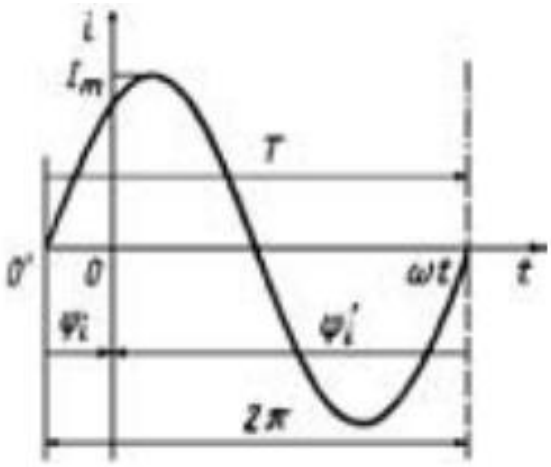


Рисунок 1.10 Графік миттєвих значень струму

Миттєве значення синусоїдального струму визначається синусоїдального стурму визначається функцією $i = I_m \sin(\omega t + \psi_i)$. Амплітуда струму I_m дорівнює його максимальному значенню. Аргумент синуса $\omega t + \psi_i$ визначає фазовий кут та називається фазой, а величина ψ_i, рівна фазі в момент початку відліку часу (t = 0), називається початковою фазою, яка має відлік від початку синусоїди до початку координат. Одиницею виміру величини фази є радіан.

Кутова частота ω – це швидкість коливань, вона вимірюється кількістю радіан за секунду $\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f$. Одиницею вимірювання кутової частоти є радіан за секунду. Промисловій частоті $f = 50$ Гц відповідає кутова частота 3,14 $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$.

Всі твердження справедливі для будь якої синусоїдальної величини :

- Для напруги $u = U_m \sin(\omega t + \psi_u)$,
- Для магнітного потоку $\phi(t) = \Phi_m \sin(\omega t + \psi_\phi)$

"Методи вихрострумового контролю засновані на законі електромагнітної індукції. Згідно закону зовнішнє по відношенню до середовища змінне магнітне поле наводить електрорушійну силу (ЕРС), яка, якщо середовище є провідником, створює в ньому вихрові струми, що реєструються вимірювальним перетворювачем"[4]. В якості перетворювача використовуються зазвичай індуктивні котушки (одна або кілька). Електромагнітне поле струмів впливає на котушку перетворювача, проводячи в них ЕРС або змінюючи їх повний опір. Розглянемо загальну функціональну

схему вихрострумового контролю на прикладі приладу з накладними вимірювальним перетворювачем (рисунок 1).

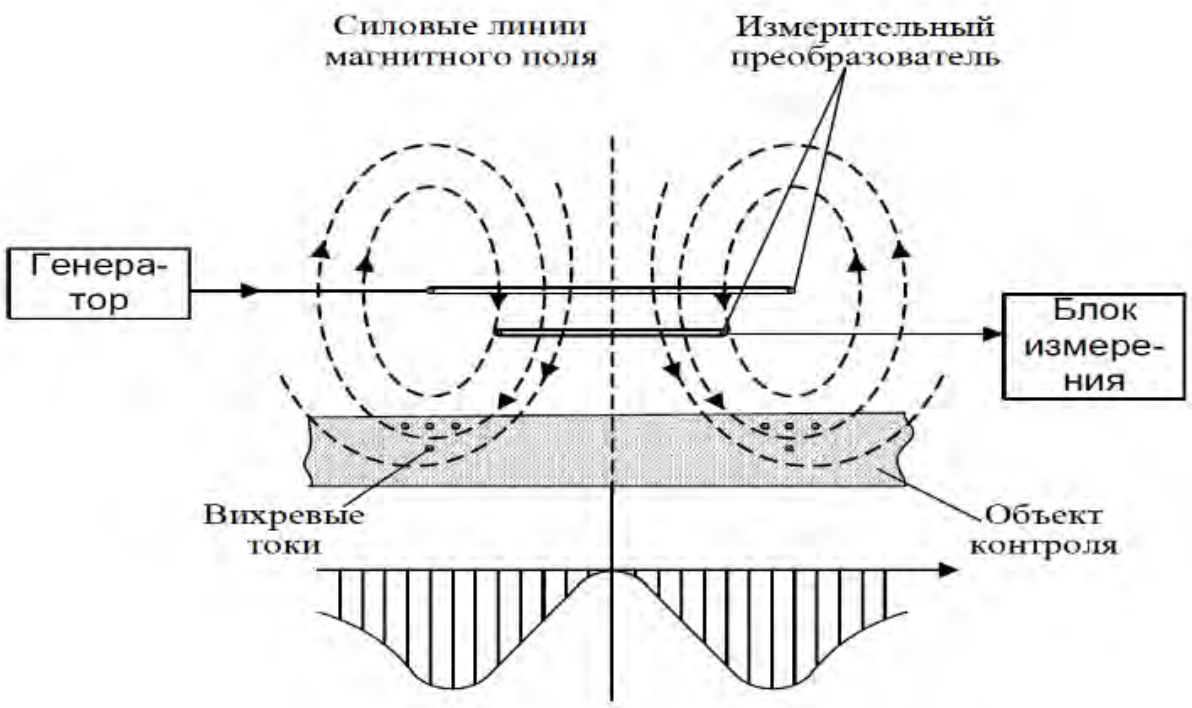


Рисунок 1.11 Принцип дії пристрою з накладним перетворювачем.

Вимірювальний перетворювач складається з генератора змінного струму, і вимірювальної обмотки, підключеної до блоку вимірювача. "Синусоїдальний (або імпульсний) струм, що діє в котушці, підключеної до генератора, створює електромагнітне поле, яке збуджує вихрові струми в електропровідному об'єкті. Електромагнітне поле вихрових струмів впливає на котушку перетворювача вимірювальної обмотки, наводячи в ній ЕРС або змінюючи їх повний електричний опір. Реєструючи напругу на затискачах котушки, отримують інформацію про властивості об’єкта"[4]. Напруга залежить від наступних причин (факторів): товщини досліджуваного вироба, електричної провідності об'єкта, магнітної проникності, стану поверхні, наявності та розмірів дефектів, зазору і орієнтації осі перетворювача, хімічного складу і структури, температури. Магнітне поле перетворювача збуджує в плоскому об'єкті контролю концентричні вихрові струми, щільність яких максимальна на поверхні електропровідного об'єкта в контурі, діаметр якого близький до діаметру обмотки. Магнітне поле вихрових струмів протилежно первинному

магнітному полю обмотки, тому результуюче поле залежить від електромагнітних властивостей контрольованого об'єкта і від відстані між перетворювачем і об'єктом (від зазору між ними).

Важлива особливість вихрострумового контролю - це безконтактність, тобто між об'єктом контролю і перетворювачем створюється невелика (до 2 мм), але достатня відстань для вільного руху перетворювача. Вихрострумовий метод дозволяє проводити контроль на великих швидкостях, які недоступні іншим методам. Отримання інформації в вигляді електричних сигналів, безконтактність і висока швидкодія вихрострумового контролю - все це визначає високу продуктивність і можливість автоматизації контролю. "Вихрострумові перетворювачі стійкі до механічних і атмосферних взаємодій, можуть працювати в агресивних середовищах, при високих температурах і тисках, так як в більшості випадків котушки перетворювачів поміщають в запобіжний корпус і герметично закривають"[4].

До недоліків вихрострумового методу контролю слід віднести, по-перше, те, що можна проводити контроль тільки електропровідних об'єктів: метали, сплави, графіт, напівпровідники, по-друге, малу глибину зони контролю, яка не перевищує декількох міліметрів, так як визначається глибиною проникнення в контрольоване середовище електромагнітного поля. Із допомогою вихрострумового контролю виявляють дефекти типу несу цільностей, що виходять на поверхню або залягають на невеликій глибині, а також різноманітні тріщини, розшарування, заходи, полон, раковини, неметалеві включення та інше. При використанні накладного перетворювача при сприятливих умовах контролю і малому впливу негативних факторів вдається виявити тріщини глибиною 0,1-0,2 мм, протяжністю 1-2 мм, а при використанні прохідного перетворювача - тріщіни протяжністю близько 1 мм і глибиною 1-5% від діаметра контрольованої дроту або прутка. Наявність дефекту на поверхні виробу або на невеликій глибині призводить до зміни траєкторії вихрових струмів (рис. 2). І, як наслідок, до зміни ЕРС на вимірювальної обмотці.

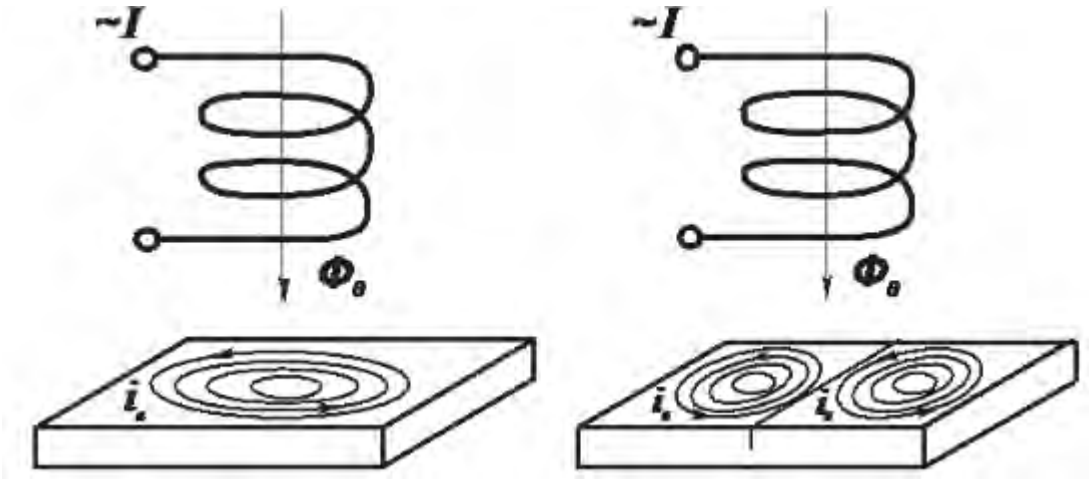


Рисунок 1.12 Зміна траєкторії вихрових струмів в області дефекту

Структурний стан металів і сплавів впливає на їх електричні та магнітні властивості. Завдяки цьому виявляється можливим контролювати не тільки однорідність хімічного складу, але і структуру металів і сплавів, а також визначають механічні напруги. Широко застосовують вимірювачі питомої електричної провідності і інші прилади для сортування металевих матеріалів і графіту по маркам (за хімічним складом). За допомогою вихрострумових приладів контролюють якість термічної і хіміко-термічної обробки деталей, стан поверхневих шарів після механічної обробки (шліфування, наклеп), виявляють залишкові механічні напруги, виявляють втомні тріщини в металах на ранніх стадіях їх розвитку.

По робочому положенню щодо об'єкта контролю перетворювачі ділять на прохідні, накладні і комбіновані.

1.3.2.Поняття ультразвуку

"Акустичними хвилями називаються механічні коливання, що поширюються у пружних середовищах. Якщо частота акустичних коливань перевищує 20 кГц (тобто вище порогу чутливості для людського вуха), то такі коливання називають ультразвуковими. У дефектоскопії використовується діапазон частот 0,5-10 МГц"[5].

У порівнянні з іншими методами неруйнівного контролю ультразвуковий метод має важливі переваги :

- висока чутливість до дефектів та до товщини об’єкту контроля
- низька вартість
- безпечний для людини
- можливість вести контроль безпосередньо на робочих місцях без порушення технологічного процесу
- при проведенні УЗК досліджуваний об'єкт не пошкоджується
- можливість проводити контроль виробів з різноманітних матеріалів, як металів, так і неметалів.

До недоліків ультразвукового методу контролю можна віднести неможливість оцінки реального розміру та характеру дефекту, труднощі при контролі металів з крупнозернистою структурою через велике розсіювання і сильне загасання УЗ а також підвищені вимоги до стану поверхні контролю по шорсткості.

Одним з основних методів УЗ контролю є товщинометрія. "Як правило, ультразвуковий метод товщинометрії застосовують у випадках недоступності або важкодоступністі ОК, для виміру його товщини механічним вимірювальним інструментом"[6]. Ультразвукова товщинометрія - невід'ємна процедура при визначенні товщини стінок труб, котлів, посудин, тобто об'єктів замкнутого типу або з одностороннім доступом, а також об'єктів суднобудівної та автомобільної промисловості. Сучасні ультразвукові товщиноміри дозволяють вимірювати товщину від 1 до 50 мм з точністю ± 0,001 мм. За фізичним принципам, які використовуються для вимірювання товщини, акустичні товщиноміри ділять на резонансні і луна-імпульсні.

Резонансний метод контролю заснований на збудженні і аналізі резонансних коливань в досліджуваному об’ємі вироба, при цьому дослідження з одного боку виробу, а похибка методу становить менше 1%. Резонансним методом вимірюють товщину стінок металевих і деяких неметалічних виробів (кераміка, скло, фарфор). За допомогою методу резонансної дефектоскопії можна виявляти зони корозійного ураження, зони непроклею і непропою

листових з'єднань, зони розшарування в металах. "Резонансні методи вимушених коливань в даний час не мають широкого застосування, так як завдання дефектоскопії і товщинометрії більш точно вирішують імпульсні ультразвукові методи"[5].

"Принцип ультразвукової імпульсної товщинометрії заснований на вимірюванні часу проходження ультразвукового імпульсу в ОК і добутку часу на коефіцієнт, що враховує швидкість звуку в матеріалі виробу"[5].

Існує дві підгрупи УЗ методів контролю: пасивні та активн. "До активних належать методи, що засновані на випромінені акустичного сигналу (зондуючого імпульсу) в об’єкт контролю , та дослідженні сигналу, що пройшов та/або відбитого сигналу. До пасивних відносять методи, що засновані на реєстрації та вивченні сигналів, утворених у результаті проходження в ОК певних фізичних процесів (наприклад розвиток тріщини під навантаженням). Пасивні методи також називають методами акустичної емісії"[5].

Активні методи у свою чергу поділяють на:

- "методи проходження - використовують випромінюючий та приймаючий перетворювачі, розташовані по різні боки ОК, або контрольованої ділянки; при цьому аналізуються зміни інтенсивності сигналу, що пройшов крізь ОК"[5];
- "методи відбиття - засновані на реєстрації та аналізі акустичних імпульсів що відбились від несуцільностей або від границь ОК"[5];
- "комбіновані методи – комбінація методів проходження та відбиття; аналізують акустичні сигнали, що пройшли крізь ОК а також сигнали, що відбились від несуцільностей або від границь ОК"[5];
- методи власних коливань - використовують вільні або вимушені коливання ОК, аналізуючи їх параметри (частоту, спектри коливань, згасання та ін.);
- імпедансі методи УЗ контролю - аналізують характер зміни механічного імпедансу у зоні контакту перетворювача та ОК.

Ультразвукові методи:

- Контроль суцільності.

Сторонні включення, раковини пористість, розшарування, тріщини, закови і заходи, непропай, непроклеї, непровари, втомні тріщини, корозійні поразки

- Контроль товщини.

Товщина стінок судин, труб, листів, геометричні розміри виробів.

- Контроль структури.

Наявність і величина пористості, зерна, шлакових і графітових включень, величина зон крупнозернистості, зон міжкристалічної корозії, зміни структури, термічної обробки.

- Контроль фізико-механічних властивостей.

Швидкість поширення пружних хвиль в матеріалах, згасання пружних хвиль, модуль пружності, модуль зсуву, коефіцієнт Пуассона, міцність матеріалу, твердість матеріалу .

- Вивчення кінетики руйнування.

Зони концентрації напружень, рання стадія пошкоджуваності при втомних випробуваннях матеріалу.

1.4 Опис роботизованої системи контролю

"Роботизована система контролю - це маніпулятор з декількома ступенями свободи. Тіло має n ступенів свободи і, якщо воно здатне здійснювати n різних незалежних видів переміщень"[7]. На малюнку 1 показані приклади механічних конструкцій, що мають одну ступінь свободи. Наприклад, поворот однієї ланки щодо іншої, обертання циліндричного стержня навколо власної осі симетрії, зворотно-поступальні рухи циліндричного стрижня уздовж осі. Дві ступені свободи мають конструкції, наведені на малюнку 2. Це конструкція (а), утворений послідовним з'єднанням двох ланок, показаних на малюнку 1, а також універсальний шарнір (б), що дозволяє одній і тій же точці рухатись в двох взаємно перпендикулярних напрямках.

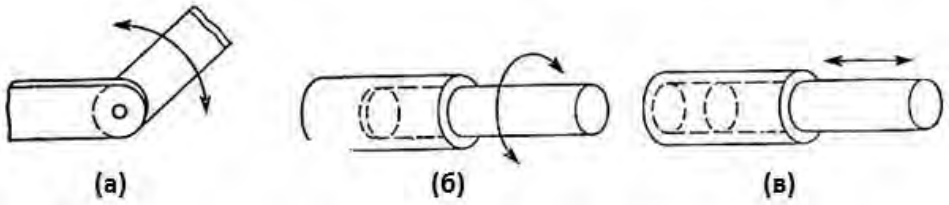


Рисунок 1.13 - Кінематичні механізми з однією ступеню свободи, де (а) - хитання, (б) - поворот навколо власної осі, (в) - зворотно-поступальний рух.

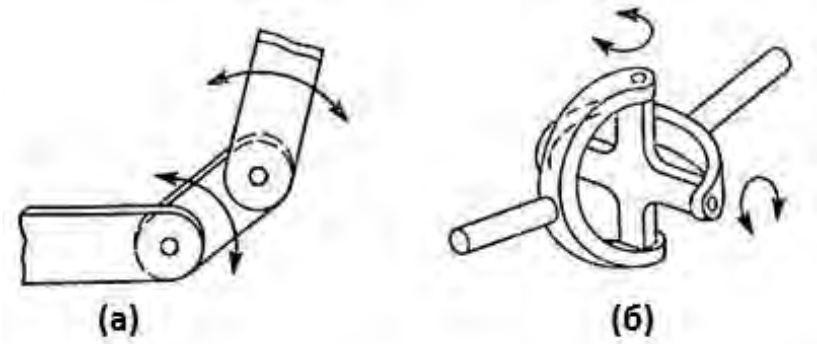


Рисунок 1.14 - Кінематичні механізми з двома ступенями свободи, де (а) - послідовне з'єднання двох шарнірів гойдання, (б) - універсальний шарнір.

"Звичайні промислові роботи, як правило, володіють п'ятьма-шістьма ступенями рухливості. Але часто зустрічаються роботи, які мають меншу кількість ступенів рухливості. Причина їх популярності - простота використання і надійність експлуатації в умовах реального виробництва"[7].

Багатоланкові маніпулятори, які використовуються в якості механічних пристроїв, що заміняють руки людини при виконанні найрізноманітніших операцій, виділяються із загального класу маніпуляційних пристроїв завдяки наступним особливостям: складної багатоланкової конструкції руки і шарнірним механізмам, які забезпечують ті ж ступеня рухливості ланок, що і ліктьовий суглоб людини (ця особливість характерна для багатоланкових антропоморфних маніпуляторів).

Управління настільки складними механізмами, як багатоланкові маніпулятори, може виявитися досить складним. Навіть при виконанні найпростішої операції, наприклад, при переміщенні багатоланкового маніпулятора з точки А в точку В, для розрахунку керуючої інформації потрібно виконати великий обсяг обчислень.

1.4.1 Ступені свободи і системи координат маніпуляторів

"Розрізняють ступені свободи кутові і пересувні. Кутові ступені свободи служать для кутової орієнтації робочого органу, а пересувні - для його переміщення в робочій зоні"[8]. Для переміщення робочого органу в просторі досить трьох ступенів свободи, а для більш складних рухів і для підвищення швидкодії маніпулятори необхідно забезпечити додатковими ступенями свободи. На малюнках 3-6 показані конструкції маніпуляторів з трьома пересувними ступенями свободи в різних системах координат, а також їх робочі зони.

Маніпулятори, які функціонують в прямокутній системі координат (рисунок 3, а) мають робочу зону в формі паралелепіпеда. Переміщення робочого органу таких маніпуляторів тільки поступальні. Програмування робота виконується в прямокутній системі координат і перерахунок програм з однієї системи координат в іншу не потрібно.

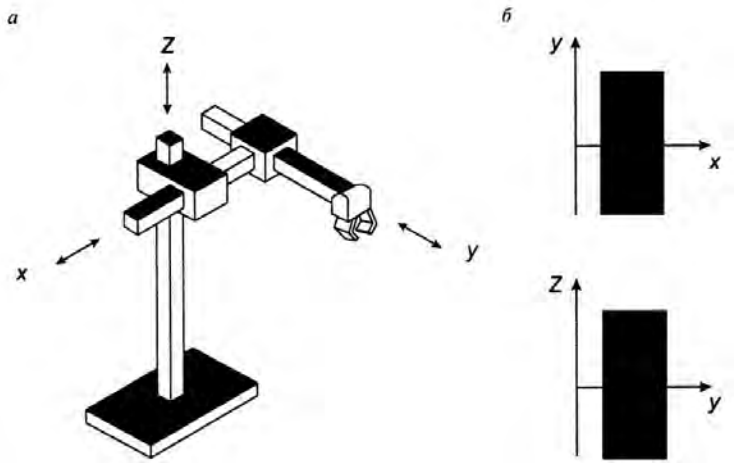


Рисунок 1.15 - Маніпулятор з прямокутною системою координат (а) і його робоча зона (б).

У маніпуляторах, які працюють в циліндричній системі координат (рисунок 4) спільно з прогресивними переміщеннями відбувається одночасно кутове переміщення. Робоча зона обмежена циліндричними поверхнями.

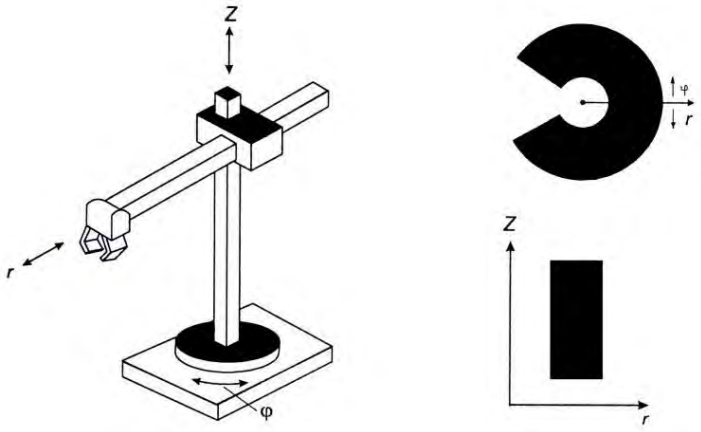


Рисунок 1.16 - Маніпулятори, які працюють в циліндричній системі координат (А - маніпулятор з циліндричної системою координат; б - його робоча зона).

У сферичній системі координат (рисунок 5) відбуваються два кутових переміщення і робоча зона обмежена сферичними поверхнями. Маніпулятори із сферичною системою координат складніше циліндричної системи, але при цьому виглядають компактніше.

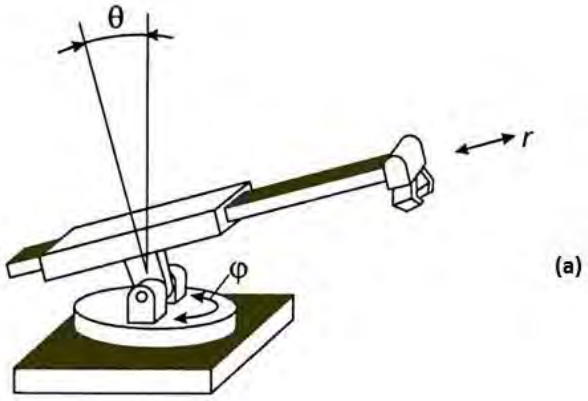


Рисунок 1.17 - Маніпулятори, які працюють в сферичній системі координат

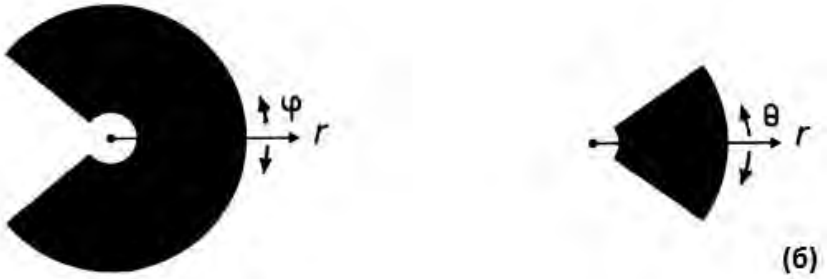


Рисунок 1.18 - Робоча зона маніпулятора, який працюює в сферичної системі координат.

"Маніпулятор з кутовою системою координат (рисунок 6) здійснює тільки кутові переміщення, а всі його ланки являють собою шарніри. Такі маніпулятори називають шарнірними і антропоморфними"[8]. Роботи з такими

маніпуляторами можуть складатися в межах своїх габаритів, мають найбільшу компактність.

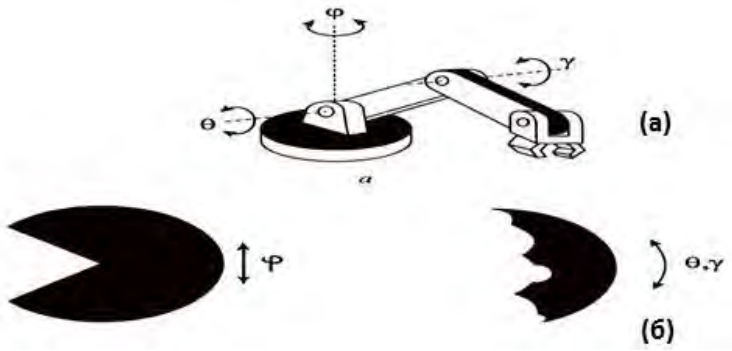


Рисунок 1.19 - Маніпулятори, які працюють в кутовий системі координат (А - маніпулятор з кутовою системою координат; б - його робоча зона).

1.4.2 Управління багатоланковими маніпуляторами

Проаналізуємо більш детально завдання про переміщення маніпулятора з точки А в цільове положення, тобто в точку В. Якщо маніпулятор має всього одну ступінь свободи, то управління переміщенням в задану точку не викликає ніяких труднощів - достатньо розрахувати величину кута повороту θ (рисунок 7, б). Але якщо маніпулятор може здійснювати ще і зворотно-поступальний рух, крім обертального, то такий робот повинен вибрати один із таких способів руху:

1. спочатку зробити поворот руки на кут θ, а потім виконати поступальне переміщення на величину *R* в радіальному напрямку до досягнення точки В;

2. спочатку виконати поступальний рух на величину *R*, а вже потім поворот на кут θ;

3. виконати одночасно поворот до граничного кута 0 і перенесення до граничної відстані *R* (в даному способі вид траєкторії, що з'єднує точки А і В, не важливий). Такий метод управління називається позиційним керуванням - PTP (point-to-point);

4. розбити діапазон обертання θ і лінійного переміщення *R* на дрібні сегменти, провести аналогічне розбиття величини вихідного сигналу і, подаючи на приводи, отримані після розбивки керуючі сигнали через інтервали часу, відповідні проходженню одного сегмента в розбитті діапазонів θ і *R*,

перемістити переміщення з точки А в точку В по траєкторії, близькій за формою до прямолінійної. Такий метод управління рухом називається контурним управлінням - СР (Continious path), а методи розбиття діапазонів обертального θ і лінійного *R* переміщень на маленькі сегменти, включаючи вибір розташування точок, які обмежують ці сегменти, - інтерполяцією.

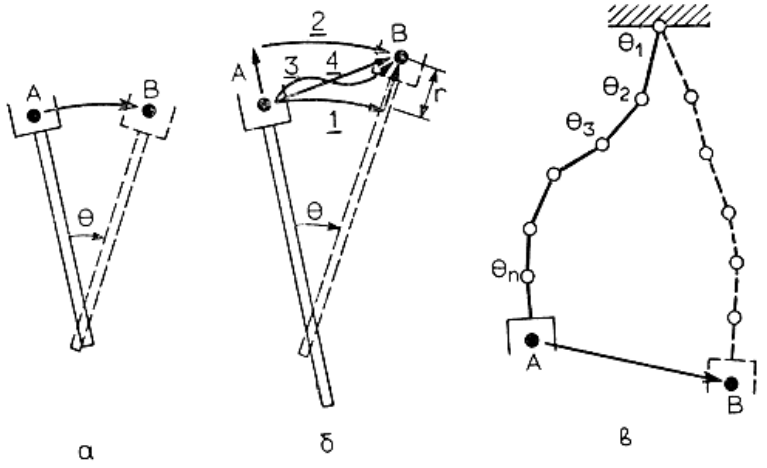


Рисунок 1.20 - Просте переміщення (а - виконується маніпуляторами з одним ступенем свободи; б - виконується маніпулятором з двома ступенями свободи; в - виконується багатоланковим маніпулятором).

Траєкторії руху маніпулятора, які характерні для кожного методу управління, показані на малюнку 8. Описаний аналіз не викликає складності, якщо мова йде про управління маніпуляторами, число ступенів свободи у яких не більше трьох. "Якщо ступенів свободи більше трьох, тоді, щоб змусити маніпулятор переміститися з вихідної точки А в цільову точку В, необхідно розрахувати відповідні траєкторії руху для кожної ланки маніпулятора"[8]. Вирішення подібних завдань не може бути знайдено за допомогою описаного вище простого і інтуїтивного підходу. Тому, для виведення законів узгодженої зміни координат θ1, θ2, ..., θn по кожній із ступенів свободи, які приводять до переходу маніпулятора з поточного стану в заданий, може знадобитися виконання надзвичайно складних розрахунків.

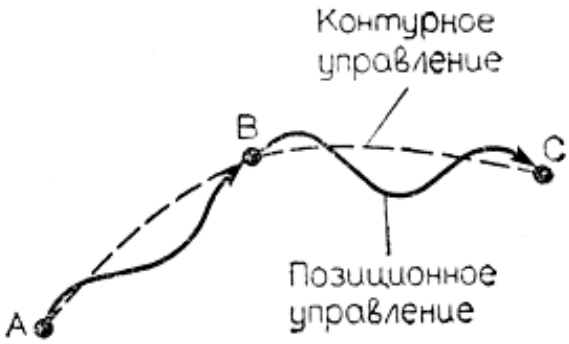


Рисунок 1.21 - Відмінності між контурним і позиційним принципами управління.

1.5 Обгрунтування методу контролю

В якості досліджуваного об’єкту контролю вибрано гальмівний диск Brembo 08.2631.34 з наступними характеристиками (рис.1.27) :

Таблиця 1.1 Параметри об’єкта контролю

Назва параметру	Характеристика параметру
Розміри	239 х 10 мм
Товщина ротору	10 мм
Матеріал	Алюміній
Вага	2,5 кг

В попередніх розділах було розглянуто основні дефекти та деформація гальмівного диску. Основною причиною виходу із ладу гальмівного диску являється його стоншення в роторній частині. В роботі запропоновано вибрати в якості контролюючого датчика ультразвуковий датчик для товщинометрії. В якості одного з контролюючих датчиків можливо використовувати вихрострумовий датчик для контролю поверхні ротору, але його розрахунок в роботі не наведено. Принцип та конструкція роботизованої системи спроектовано таким чином, щоб без додаткових маніпуляцій змінити датчик на необхідний.

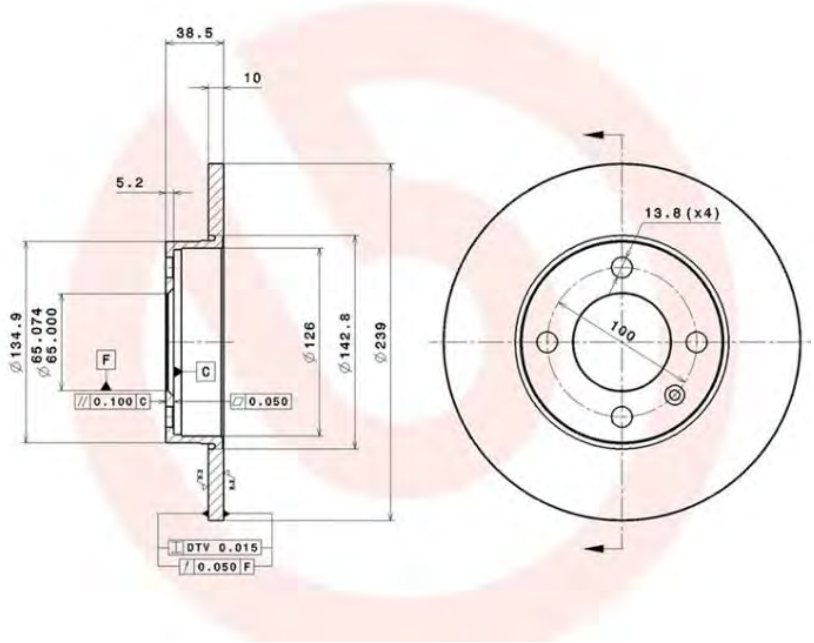


Рисунок 1.22 Диск Brembo

1.6 Розробка платформи сканування

Рисунок 1.23 Структура системи

Роботизована система сканування включає в себе платформу та зовнішній ПК, контролер. Платформа використовується для направлення ультразвукового датчика для сканування об'єкта відповідно до команди, що відправляється на неї.

В роботі розраховано ультразвуковий датчик та механічну складову системи, так як всі інші частини системи являються загальними та можуть бути використаними у різних комплектаціях.

2. РОЗРАХУНОК ТРАКТІВ. ПІДБІР КОМПОНЕНТІВ СХЕМИ

2.1 Розрахунок датчиків

На вибір конструкції ПЕП впливають такі параметри, як :

- Метод УЗ товщинометрії
- Конфігурація ОК
- Умови контролю

"Основний елемент перетворювача – п’єзоелемент. Розміри і форму п’єзоелемента визначають з умов використання перетворювача"[9]. Основний розмір п’єзоелемента – його товщина (2.1). "Як правило, це товщина резонансна" [5].

$$h = \frac{\lambda_{\text{ПЕ}}}{2} = \frac{\text{С}_{\text{ПЕ}}}{2 \times f} \tag{2.1}$$

"П’єзоперетворювачі включаються за роздільною, суміщеною або роздільно-суміщеною схемами. В останньому випадку в одному корпусі розміщуються два п’єзоперетворювача, розділених між собою екраном"[10].

В магістерській дисертації використовується прямий перетворювач. Його розрахунок надалі наведено. "Прямий перетворювач – це перетворювач, який забезпечує випромінювання в об’єкт контролю, а також сприймання пружних хвиль, під кутом 90^0 до поверхні ОК, який контактує з перетворювачем"[5].

Головний елемент перетворювача - п’єзоелемент. Головна функція цього елементу – перетворення енергії пружних сил в електричну і навпаки.

"Протектор використовується для захисту п’єзопластини від механічних пошкоджень і дії контактної рідини, узгодження матеріалу п’єзопластини із матеріалом ОК та поліпшення акустичного контакту при контролі контактним способом. Демпфер застосовується для ослаблення вільних коливань п’єзопластини, управління добротністю перетворювача і захисту п’єзопластини від механічних пошкоджень"[10].

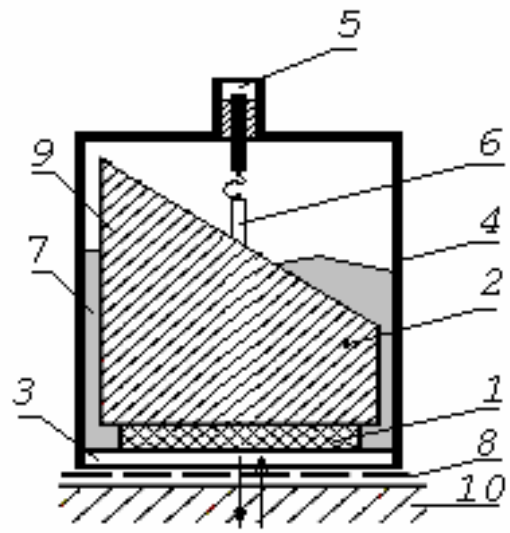


Рисунок 2.1. Конструкція прямого УЗ перетворювача

"1-п’єзоелемент; 2-демпфер; 3-протектор ; 4-корпус; 5-електричний з’єднувач; 6-струмопровід; 7-заливальний компаунд; 8-контактний шар ; 9-акустична пастка; 10-ОК" [12].

В табл. 2.1 вказані параметри матеріалів

Таблиця 2.1 Параметри матеріалів

№	Назва	Швидкість УЗ, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	Густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
1	Сталь	5900	7700
2	Чугун	5800	7600

Частота перетворювача – 5МГц.

Розрахуємо довжину хвилі в матеріалах :

$$\lambda_{OK} = \frac{C_{OK}}{f_p} \tag{2.2}$$

"f_p – робоча частота перетворювача, а $C_{\text{ок}}$ – табличне значення швидкості ультразвуку в певному матеріалі або середовищі" [5].

Розрахуємо довжину хвилі в матеріалах :

1.Сталь :

$$\lambda_{OK_{\text{ст}}} = \frac{5900 \cdot 10^3}{5 \cdot 10^6} = 1.18 \text{ (мм)}$$

2.Чугун :

$$\lambda_{OK_{\text{чн}}} = \frac{5800 \cdot 10^3}{5 \cdot 10^6} = 1.16 \text{ (мм)}$$

"Розрахуємо мінімальну вимірювану товщину. Товщина об'єкту контролю, яку мінімально може виміряти товщиномір, визначається параметрами мертвої зони. Мертва зона - це зона нечутливості, її дві складові це тривалість зондуючого імпульсу $\tau_{\text{зі}}$ і тривалість реверберацій них шумів пьезоперетворювача і $\tau_{\text{ш}}$"[11].

Глибина мертвої зони визначається за формулою :

$$h_{\text{мз}} = \frac{c \cdot \tau_{\text{мз}}}{2} \quad (2.3)$$

"Щоб виміряти малу товщину об'єкта контроля, треба зменшувати τ_мз. Досягається це шляхом сильного демпфування пьезоперетворювача з розширенням смуги частот ПЕ і підсилювача у бік високих частот. Цей захід зменшує похибку формування вимірюваного інтервалу"[5].

$$h_{min} \approx h_{\text{мз}} = \frac{c}{2} \cdot (\tau_{\text{зі}} + \tau_{\text{ш}}) \quad (2.4)$$

"Зменшення реверберацій них шумів перетворювача забезпечується частотними властивостями самого п′єзоелементу, а також ступенем якості акустичного і електричного демпфування"[5].

$$h_{min} \approx \frac{c}{2} \cdot T = \frac{\lambda}{2} \quad (2.5)$$

Знайдемо мінімальну товщину для різних випадків :

1.Для сталі:

$$h_{min} = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{2} = 0.59 \text{ (мм)}$$

2.Для чугуну:

$$h_{min} = \frac{\lambda_{\text{чн}}}{2} = 0.58 \text{ (мм)}$$

Довжина хвилі в в п’єзоперетворювачі рівна:

$$\lambda_{\text{пе}} = \frac{C_{\text{пе}}}{f_p} \tag{2.6}$$

Де $C_{\text{пе}}$- швидкість звуку в ЦТС-19

$$\lambda_{\text{пе}} = \frac{3300 \times 10^3}{5 \times 10^6} = 0.66 \text{ (мм)}$$

Розрахуємо геометричні розміри п’єзоелемента :

$$h = \frac{3.3 \times 10^3}{2 \times 5 \times 10^6} = 0.41 \times 10^{-3} \text{ (м)} = 0.33 \text{ (мм)}$$

"Обираємо, з конструкційних міркувань, діаметр перетворювача d = 10мм, радіус перетворювача a = 5мм"[5].

Основні параметри ПЕП наступні :

2a=10 (мм)

h=0.33 (мм)

"П’єзоелемент буду виготовлено з ЦТС-19 і має таки акустичні характеристики (табл. 2.2.)"[5]

Площа перетворювача визначається за формулою :

$$S_{\text{пеп}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78.54 \quad (\text{мм}^2)$$

T – період одного коливання, с.

$$\text{T} = \frac{1}{f_p} = \frac{1}{4 \cdot 10^6} = 0.2 \cdot 10^{-6} \text{ (с)}$$

Загальний час зондуючого імпульсу τ_i знаходиться в межах:

$$\tau_i = (3 \div 5)\text{T} \tag{2.7}$$

Із технічного завдання вибираємо $\tau_i = 3 \cdot \text{T}$, тоді:

$$\tau_i = 3 \cdot 0.2 \cdot 10^{-6} = 0.6 \quad (\text{мкс})$$

Таблиця 2.2. Параметри ЦТС-19

Швидкість звуку	C_1 м/с	3300
Густина	$\rho \cdot 10^3$ кг/м^3	7.45
Пєзокоефіціенти	$d_{33} \cdot 10^{12}$, Кл/H	200
	$d_{31} \cdot 10^{12}$, Кл/H	100
	e_{33}, Кл/м^2	15
Відносна діалектична проникніть	$\varepsilon^{T_{33}}/\varepsilon_0$	1725
Модуль Юнга	$Y^{ю}10^{-11}$, Па	0.7
Механічна добротність		50
Коефіц.електромех. зв.	k_p	0.40

2.2 Розрахунок товщини просвітлюючого шару

Використовуємо протектор в якості просвітлюючого шару, який буде захищати пластину ПЕП від стирання.

$$z_{\text{ЦТС}} = \text{C}_{\text{цтс}} \times \rho_{\text{цтс}} \tag{2.8}$$

$\text{C}_{\text{цтс}}$ і $\rho_{\text{цтс}}$ – Значення беремо с табл. 2.1

$$z_{\text{ЦТС}} = 3300 \cdot 7450 = 2.458 \cdot 10^7 \quad (\text{Па} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}})$$

Розрахуємо акустичний імпеданс для матеріалів :

1.Для сталі:

$$z_{\text{ст}} = \rho_{\text{ст}} \cdot c_{\text{ст}} = 5900 \cdot 7700 = 4.543 \cdot 10^7 \left(\text{Па} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}}\right)$$

2.Для чугуна:

$$z_{\text{чн}} = \rho_{\text{чн}} \cdot c_{\text{чн}} = 5800 \cdot 7600 = 4.408 \cdot 10^7 \left(\text{Па} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}}\right)$$

Визначимо імпеданс просвітлюючого шару для матеріалів :

1.Для сталі:

$$z_{\text{ПШст}} = \sqrt{z_{\text{ЦТС}} \cdot z_{\text{ст}}} = \sqrt{1.685 \cdot 10^7 \cdot 2.458 \cdot 10^7} = 20.351 \cdot 10^6 \left(\text{Па} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}}\right)$$

2.Для чугуна:

$$z_{\text{ПШчн}} = \sqrt{z_{\text{ЦТС}} \cdot z_{\text{чн}}} = \sqrt{4.408 \cdot 10^7 \cdot 2.458 \cdot 10^7} = 32.916 \cdot 10^6 \left(\text{Па} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}}\right)$$

де $Z_{\text{ЦТС}}$ – імпеданс ЦТС-19 , Па·с/м;

Матеріал просвітлюючиого шару - оргскло .

Оргскло – надійний матеріал, та р разі потреби його можно легко замінити.

$$\lambda_{\text{ПШ}} = \frac{\text{С}_{\text{ПШ}}}{f} = \frac{2730}{5 \cdot 10^6} = 0.6546 \text{ мм}$$

Визначимо товщину просвітлюючого шару за формулою:

$$D_{\text{ПШ}} = n\frac{1}{4}\lambda_{\text{ПШ}} = \frac{0.546}{4} = 0.137 \text{ мм}$$

2.3 Розрахунок коефіцієнту проходження УЗ

Коефіцієнт проходження УЗ променю по інтенсивності розрахуємо за формулою:

$$T_i = \frac{4 \cdot z_1 \cdot z_2}{(z_1 + z_2)^2} \tag{2.9}$$

У якості z_1 взято акустичний імпеданс ЦТС-19, а z_2 відповідно ОК.

1.Для сталі:

$$T_i = \frac{4 \cdot z_{\text{цтс}} \cdot z_{\text{ст}}}{(z_{\text{цтс}} + z_{\text{ст}})^2} = 0.911$$

2.Для чугуну:

$$T_i = \frac{4 \cdot z_{\text{цтс}} \cdot z_{\text{чн}}}{(z_{\text{цтс}} + z_{\text{чн}})^2} = 0.919$$

2.4 Розрахунок акустичного тракту для прямого перетворювача

"Розрахунок коефіцієнту проходження УЗ по інтенсивності дозволяє обчислити акустичний тракт"[12]. “Акустичний тракт - це шлях УЗ сигналу від випромінювача до дефекту. В акустичному тракті можуть бути : ослаблення в протекторі, віддзеркалення, заломлення, трансформація на межі ОК і на дефекті”[10].

Формула для розрахунку акустичного тракту :

$$К_{ат} = \frac{p_п}{p_в} \tag{2.10}$$

"де $p_п$ і $p_в$- акустичний тиск в приймаючому і випромінюючому перетворювачах, що виникає в процесі випромінювання-прийому сигналів"[5].

"Коефіцієнтом тракту є числова величина. Формула акустичного тракту враховує променеву картину, характеристики спрямованості випромінювання-прийому і структурну схему акустичного тракту"[14].

Визначимо оптимальну формулу для акустичного тракту. Для цього визначимо в дальній чи в ближній зоні буде проводитись контроль.

Скористаємося формулою для розрахунку ближньої зони :

$$r_{бл} = \frac{a^2}{\lambda} \tag{2.11}$$

де a і λ – радіус перетворювача і довжина акустичної хвилі.

Визначимо ближню зону для алюмінію :

1.Для сталі:

$$r_{бл} = \frac{5^2}{1.18} = 21.18 \text{ (мм)}$$

2.Для чугуна:

$$r_{бл} = \frac{5^2}{1.16} = 21.55 \text{ (мм)}$$

З умови, що $3 \cdot r_{бл} \approx r_{дл}$, розрахуємо $r_{дл}$:

1.Для сталі:

$$r_{дл} \approx 3 \cdot r_{бл} = 63.59 \text{ (мм)}$$

2.Для чугуна:

$$r_{дл} \approx 3 \cdot r_{бл} = 64.65 \text{ (мм)}$$

Товщиномір повинен коректно працювати з товщиною 10 мм, тому робимо висновок, що для розрахуноку акустичного тракту використаємо формулу для товщинометрії у ближній зоні. "Формула акустичного тракту у ближній зоні характеризує, що відбивач являє плоску поверхню що знаходиться в ближній зоні випромінювача і повністю перекриває акустичний тракт, тобто випромінювання і прийом не виходить за межі трубки випромінювання-прийому"[5].

Формула акустичного тракту :

$$K_{ат} = 0.8 \cdot T_i \cdot R_p \cdot e^{-2 \cdot H \cdot \delta} \quad (2.12)$$

"У формулі фігурують наступні величини : $S_{пеп}$ – площа перетворювача; λ – довжина хвилі; Н – товщина об`єкта контролю; $T_i$ - коефіцієнт проходження УЗ по інтенсивності; $R_p$ – відбиття променя від поверхні диску (за умовою приймаємо, що цей коефіцієнт дорівнює одиниці); $\delta$ – коефіцієнт згасання поздовжньої хвилі в об`єкті контролю (беремо значення по кожному матеріалу з довідника)"[5]

Розрахуємо акустичний тракт для кожного з матеріалів:

1.Для сталі:

$$K_{ат} = 0.8\ 0.911 \cdot 1 \cdot e^{-2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0.274$$

2.Для чугуна:

$$K_{ат} = 0.8 \cdot 0.919 \cdot 1 \cdot e^{-2 \cdot 10 \cdot 0.3 \cdot 10^{-3}} = 0.302$$

2.5 Розрахунок електроакустичного тракту

"Мета оптимізації акустичного тракту – це досягнення співвідношення між параметрами і характеристиками сигналу що випромінюється і характеристиками акустичного тракту, для яких коефіцієнт акустичного тракту

сягає максимального значення без погіршення основної якості пристрою: похибки вимірювання або достовірності контролю"[5].

Розрахуємо електроакустичний тракт. Електроакустичний тракт – це частина електричної схеми, що включає і електричну сторону перетворювача, де відбувається електромеханічне пряме (або обернене) перетворення. Електроакустичний тракт визначає в більшості випадків резонансну (робочу) частоту випромінювання, форму зондуючого імпульсу і коефіцієнт перетворення електричної енергії в акустичну і навпаки.

Головна оцінка електроакустичного тракту – це коефіцієнт послаблення.

$$K_{EAT} = \frac{U_{\text{п}}}{U_{\text{в}}} \tag{2.13}$$

де $U_{\text{п}}$ - напруга прийнятого сигналу, приведена до входу аналогового електричного тракту $U_{\text{в}}$ - напруга зондуючого сигналу.

Прийнявши,що коефіцієнти перетворення $K_{\text{в}}$ (випромінювання) і $K_{\text{п}}$ (прийому) відповідно рівні:

$$K_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в}}}{U_{\text{в}}} \text{ і } K_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п}}}{U_{\text{п}}}$$

$K_{\text{пп}}$ (коефіцієнт подвійного перетворення) буде рівний :

$$K_{\text{пп}} = K_{\text{п}} \cdot K_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в}}}{U_{\text{в}}} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{U_{\text{п}}} = K_{EAT} \cdot \frac{1}{K_{\text{ат}}}, K_{EAT} = K_{\text{ат}} \cdot K_{\text{пп}} \tag{2.14}$$

то звідси :

$$U_{\text{п}} = U_{\text{в}} \cdot K_{\text{ат}} \cdot K_{\text{пп}} \tag{2.15}$$

Задамося значенням прийнятої напруги. Зі стандартних значень приймаємо, що $U_{\text{п}} = 15$ мВ та розрахуємо $U_{\text{в}}$. "$K_{\text{пп}}$ близький за значенням до електромеханічного зв'язку, але на відміну від нього, залежить від геометричних розмірів перетворювача, частоти перетворення, механічного демпфування і електричного демпфування"[5]. Приймемо коефіцієнт $K_{\text{пп}}$ рівним 0.1.

$U_{\text{в}}$ для суміщеного перетворювача :

1.Для сталі:

$$U_{\text{В}_{\text{ст}}} = \frac{U_{\text{п}}}{(K_{\text{ат}} \cdot K_{\text{пп}})} = \frac{15}{0.715 \cdot 0.1} = 50.45 \text{ мВ}$$

2.Для чугуна:

$$U_{\text{В}_{\text{чн}}} = \frac{U_{\text{п}}}{(K_{\text{ат}} \cdot K_{\text{пп}})} = \frac{15}{0.731 \cdot 0.1} = 48.48 \text{ мВ}$$

Вибираємо напругу випромінювання $U_{\text{в}} = 20$ В

2.6 Розрахунок і підбір вузлів аналогової частини принципової схеми

В магістерській дисертації використовується акустичний датчик – роздільно-суміщений. Система буде складатися з наступних блоків : полосового фільтра, схеми захисту, АРП, мікроконтролера, драйвера для крокового двигуна.

2.6.1 Розрахунок генератора ударного збудження

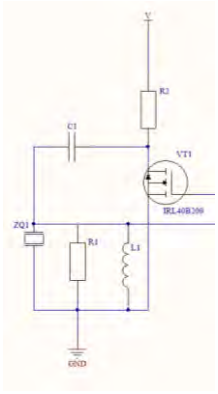


Рисунок 2.2 Генератор ударного збудження

Генератор ударного збудження або ГУЗ призначений для збудження ПЕП, який генерує УЗ коливання в ОК.

Енергоємність контуру ($W = \frac{C_1 \cdot E^2}{2}$) повинна бути мінімальною, відповідно, вибираємо ємність С1 = 10 нФ.

$$\tau_{\text{зар}} = R_2 \cdot C_1 \tag{2.16}$$

$$T_{ci} > \frac{h}{c_t} = 2 \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{5900} = 3.38 \text{ мкс}$$

Вибираємо $\tau_{зар} = 1$ мс

Тоді :

$$R_2 = \frac{\tau_{зар}}{3 \cdot C_1} = 33.3 \text{ кОм}$$

33.3 кОм немає, тому з номінального ряду вибираємо 36 кОм.

Вибираємо ГУЗ на базі транзистора IRLML40.

Постійна часу розряду:

$$\tau_{розр} \approx 3 \cdot \frac{C_1 \cdot C_{пе}}{C_1 + C_{пе}} \cdot R_{тр} \quad (2.17)$$

$$R_{тр} = 10^{-3} \text{ Ом}$$

Ємність ПЕП визначаємо через формулу :

$$C_п = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon \cdot \frac{S}{d} \quad (2.18)$$

де $\varepsilon_0 = 8.854 \cdot 10^{-12}$ Ф/м – електрична постійна ; ε - відносна діелектрична постійна (для ЦТС-19 - ε =1500)

h = 0.33 мм – товщина ПЕ

$$C_{пе} = 8.854 \cdot 10^{-12} \cdot 1500 \cdot \frac{78.54 \cdot 10^{-6}}{0.33 \cdot 10^{-3}} = 3.16 \cdot 10^{-9} \text{ Ф}$$

3.16 нФ не має, тому з переліку номінального ряду обираємо 3.3 нФ

Тоді :

$$\tau_{розр} \approx 3 \cdot \frac{C_1 \cdot C_{пе}}{C_1 + C_{пе}} \cdot R_{тр} = 3 \cdot \frac{10 \cdot 10^{-9} \cdot 3.3 \cdot 10^{-9}}{10 \cdot 10^{-9} + 3.3 \cdot 10^{-9}} \cdot 10^{-3} = 7.44 \text{ пс}$$

Наступна умова повинна виконуватись :

$$\tau_{розр} < \tau_{зар} \quad - \quad 7.44 \text{ пс} < 1 \text{ мс}$$

Робоча частота ПЕП складає 5 МГц і розраховується за формулою:

$$f_р \approx \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L_1 \cdot C_{ПЕП}}} \quad (2.19)$$

Виражаємо індуктивність котушки L_1 для заданої частоти:

$$L_1 = \frac{1}{4 \cdot \pi^2 \cdot {f_р}^2 \cdot C_{ПЕП}} = \frac{1}{4 \cdot 9.8596 \cdot 25 \cdot 10^{12} \cdot 3.3 \cdot 10^{-9}} = 30.7 \text{ (мкГн)}$$

Тривалість імпульсу збудження перетворювача повинна дорівнювати півперіоду частоти коливання п'єзопластинки перетворювача, тобто:

$$\tau_{зі} = \frac{1}{2 \cdot f_р} = \frac{1}{2 \cdot 5 \cdot 10^6} = 0.10 \cdot 10^{-6}(\text{с}) = 10(\text{мкс})$$

2.6. 2 Розрахунок схеми захисту

Діодний обмежувач (рис 2.3) служить для обмеження вхідної напруги при ударному збудженні перетворювача. Діоди VD1, VD2 обираємо однаковими – 1N4148.

Характеристики діодів: прямий струм - $I \geq 150$ (мА), $I_{max} \leq 450$ (мА), зворотнє значення напруги – 100 Вольт, швидкість перемикання ≤ 4 (нс). Резистор перед діодним обмежувачем служить для обмеження значення вхідного струму.

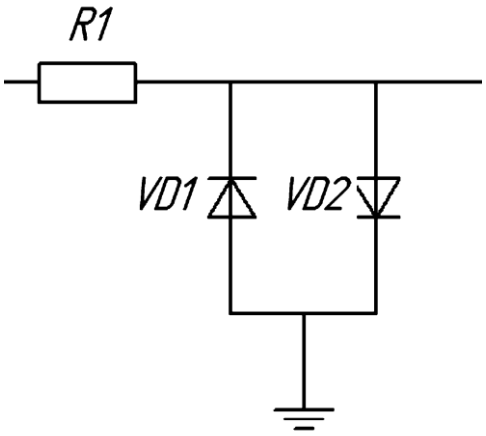


Рисунок 2.3 Схема захисту на діодних обмежувачах

$$R_1 = \frac{U_{вип.max}}{I_{max}} \quad (2.20)$$

де I_{max} – максимальний струм, що можуть пропустити діоди; $U_{вип.max}$ – розрахуємо з формули (4.6)

$$U_{вип.max} = 0.3 \cdot h \cdot E \quad (2.21)$$

де h – товщина п’єзоперетворювача, E – для ЦТС-19 дорівнює 3000 (В/мм)

$$U_{\text{вип.}max} = 0.3 \cdot 0.33 \cdot 3000 = 297 \text{ (В)}$$

Розрахували максимальну напругу, яка може бути в схемі захисту. Вибираємо діючу напругу – 20 В

Розрахуємо R_1:

$$R_1 = \frac{20}{0.45} = 44 \text{ (Ом)}$$

44 Ом немає, тому обираємо 47 Ом

2.6.3 Розрахунок полосового фільтра

Смуговий фільтр використовуються для усунення завад. Фільтр не пропускає зайві частотні гармоніки, які не являються частинами інформативного сигналу. Щоб визначити смугу пропускання, треба знати частотну характеристику прийнятого сигналу з ПЕП. Для розрахунку фільтра треба знати граничні умови. Формула луно-імпульсного сигналу зображується, застосовуючи формулу :

$$U(t) = A \cdot e^{(-(g \cdot w \cdot t)^2)} \cdot \sin(w \cdot t) \qquad (2.22)$$

де A – амплітуда прийнятого сигналу; g – коефіцієнт швидкості затухання; w – частота перетворювача.

Змоделюємо цей сигнал в програмному середовищі Matlab (рис. 2.4)

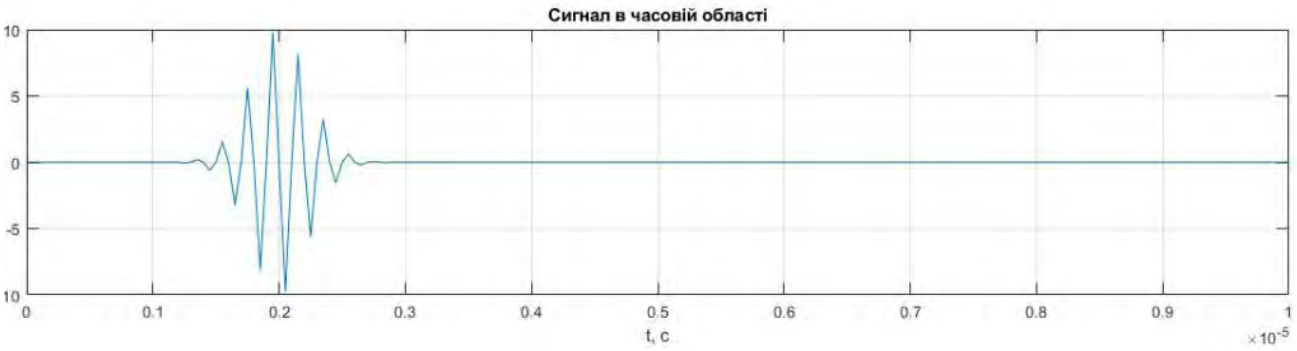


Рисунок 2.4 Генерація сигналу в Matlab

Тепер необхідно визначити полосу пропускання фільтру, для цього побудуємо частотну характеристику даного сигналу, і полосу пропускання визначимо як діапазон частот на рівні -20 дБ.

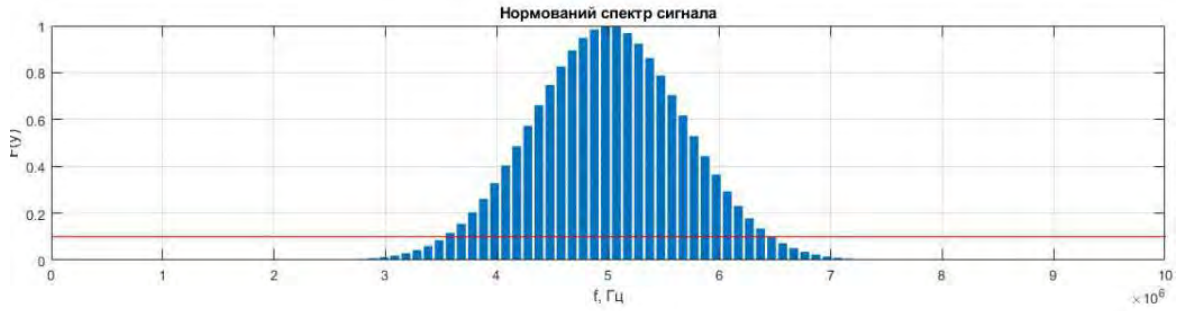


Рисунок 2.5 АЧХ луно-сигналу

З рис. 2.5 випливає, що смуга пропускання фільтру дорівнює від 2.5 МГц до 7,5 МГц.

Спроектуємо двокаскадний фільтр за допомогою FilterPro фірми Texas Instruments (рис. 2.6, 2.7).

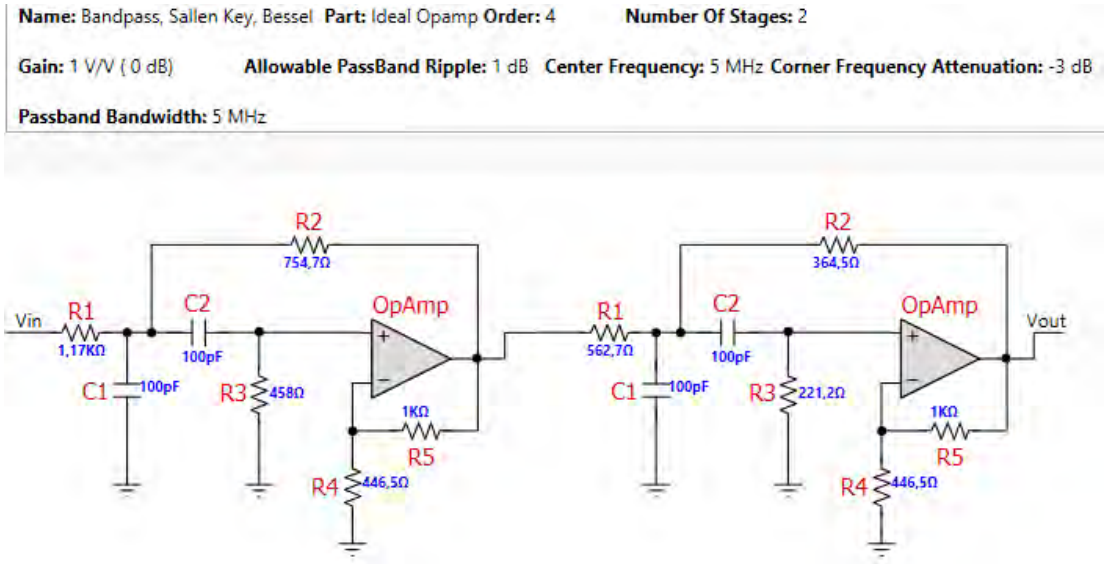


Рисунок 2.6 Електрична схема двокаскадного фільтра

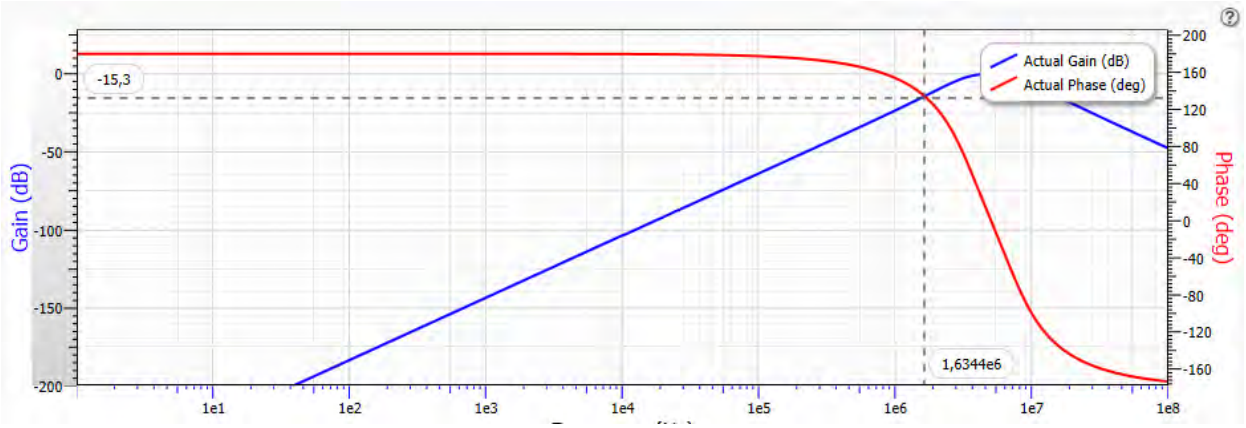


Рисунок 2.7 Характеристики змодельованого фільтра

2.6.4 Розрахунок АРП

Автоматичне регулювання підсилення - процес, при якому вихідний сигнал пристрою, як правило електронного підсилювача, автоматично підтримується сталим за деяким параметром (наприклад, амплітуді сигналу або потужності сигналу), незалежно від амплітуди (потужності) вхідного сигналу.

"У більшості випадків напруга сигналів, що надходять на вхід приймача, значно змінюється через розходження потужностей передавача і відстаней їх від місця прийому,завмирань сигналів при розповсюдженні, різкої зміни відстаней і умов прийому між передавачем і приймачем, встановленими на рухомих об'єктах (літаках, автомобілях і т.д.), та інших причин. Ці зміни призводять до неприпустимих коливань або спотворень сигналів в приймачі"[14].

Підсилювач з АРП автоматично корегує коефіцієнт передачі так, щоб підтримувати задане середнє значення вихідної змінної напруги.

Зазвичай перетворювачі виконуються за допомогою випрямляча, але можна використовувати піковий детектор для отримання постійної напруги, що змінюється відповідно до зміни вхідного сигналу. Вихідна напруга інтегратора змінює коефіцієнт підсилення до того часу, поки вихідна напруга перетворювача змінного струму в постійний не стане рівна заданому рівні.

У якості АРП візьмемо схему AD8367. Також за допомоги схеми включення АРП сформуємо необхідну нам напругу виходу 2В. З datasheet схеми візьмемо формулу для розрахунку вихідної напруги за умови $R = 200$ Ом.

$$V_{out} = V_{set} \cdot 0.25 \tag{2.23}$$

Виразимо з формули V_{set}(опорну напругу) та отримаємо :

$$V_{set} = \frac{V_{out}}{0.25} = \frac{1,6}{0.25} = 6,4 \text{ В}$$

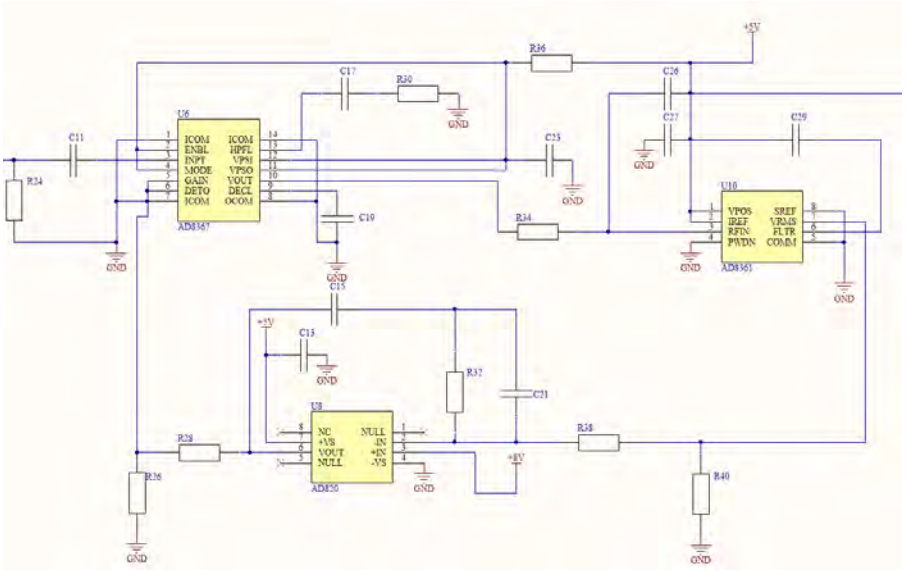


Рисунок 2.8 Схема включення AD8367

2.6.5 Розрахунок АЦП

Аналого-цифровий перетворювач (АЦП) це пристрій, який приймає на вхід аналоговий сигнал та генерує, відповідні до нього, цифровий сигнал, які придатний для обробки цифровими пристроями.

АЦП має безліч характеристик, з яких основні це частота і розрядність. Частота зазвичай виражається в відліках за секунду (samples per second, SPS), розрядність - в бітах. Сучасні АЦП можуть мати розрядність до 24 біт і швидкість роботи до одиниць GSPS (звичайно, не одночасно). Чим вище швидкість і розрядність, тим важче отримати необхідні характеристики, тим дорожче і складніше перетворювач. Швидкість роботиі розрядність пов'язані один з одним і є можливість підвищити ефективну розрядність перетворення, втрачаючи в швидкості.

Як правило, АЦП — електронний пристрій, що перетворює електричну напругу в двійковий цифровий код. Найпростішим аналого-цифровим перетворювачем є компаратор.

Розрядність АЦП характеризує кількість дискретних значень, які перетворювач може видати на виході. У двійкових АЦП вимірюється в бітах, в трійкових АЦП вимірюється в тритах. Наприклад, двійковий АЦП, здатний видати 256 дискретних значень (0 ... 255), має 8 біт, оскільки $2^8 = 256$,

трійковий АЦП, що має розрядність 8, що здатний видати 6561 дискретних значень, оскільки $3^8 = 6561$.

Вибираючи АЦП спираємось на три умови:

1. Розрядність аналого-цифрового перетворювача задовольняє точності;
2. Частота вхідного сигналу повинна лежать в межах робочого діапазону АЦП.
3. Частота дискретизації має бути, бажано, в декілька разів вищою за робочу частоту. Приймемо, що частота дискретизації повинна бути в 10 раз більшою;

При забезпеченні вибірки на максимальній частоті сигналу 7.5 (МГц) необхідно обрати частоту дискретизації $f_д \geq 15$ (МГц).

Позначимо $U_{\text{ацп}} = 2$ В, діапазон сигналів з виходу первинного перетворювача $x_{max} = 100$ мВ, $x_{min} = 5$ мВ.

Розрахуємо коефіцієнт підсилення для узгодження діапазонів сигналів з виходу перетворювача з діапазоном оцифровування АЦП:

$$Ku \leq \frac{U_{\text{ацп}}}{x_{max}} = \frac{1{,}6}{100 \cdot 10^{-3}} = 16 \tag{2.24}$$

Розрахуємо мінімальне значення сигналу на вході АЦП з урахуванням коефіцієнту підсилення:

$$X_{min} = Ku \cdot x_{min} = 16 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0.08 \tag{2.25}$$

Задаємося складовою похибки АЦП: похибка має бути не більшою за 1%.

$$Q = \frac{\delta_{xm} \cdot X_{min}}{100\%} = 0{,}01 \cdot 0.08 = 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ В} \tag{2.26}$$

Розрахуємо крок квантування:

$$q_{\text{ацп}} = \left[\log_2\left(\frac{U_{\text{ацп}}}{Q}\right)\right] + 1 = \left[\log_2\left(\frac{1}{0.8 \cdot 10^{-3}}\right)\right] + 1 = 10.28 + 1 = 11.28 \approx 12$$

Отже, розрядність АЦП обираємо рівну 12.Обираємо АЦП LTC1743 (рис. 2.9)

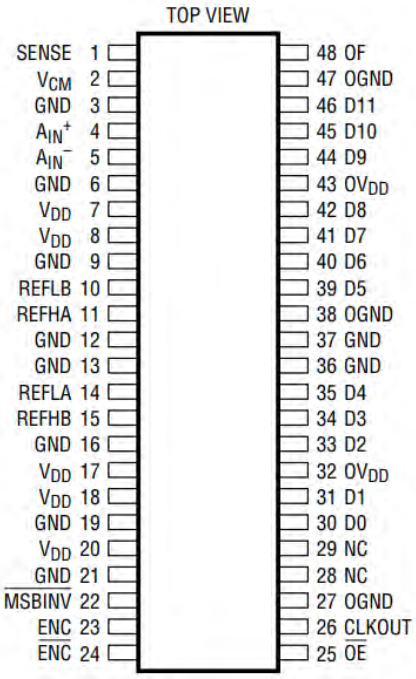


Рисунок 2.9 АЦП LTC1743

Технічні параметри:

1. 12-розрядний АЦП;
2. Полоса пропускання – 150 МГц;
3. Відношення сигнал шум – 71dB
4. Частота дискретизації – 50 Мгц

2.6.6 Вибір мікроконтролера

Мікроконтролер - це мікросхема, на кристалі якій зібрано процесор, пам'ять (ПЗУ і ОЗУ), периферійні пристрої, які процюють і взаємодіють між собою і зовнішніми пристроями за допомогою спеціальної прошивки, яка зберігатися всередині мікроконтролера.

Основне призначення мікроконтролерів - це управління різними електронними пристроями. Таким чином, вони застосовуються не тільки в персональних комп'ютерах, а й майже у всій побутовій техніці, автомобілях, телевізорах, промислових роботів, радіолокаторах.

Можна сказати, що мікроконтролер це універсальний інструмент управління електронними пристроями, причому алгоритм управління

закладається в нього програмістом і прошивку в будь-який час поміняти в залежності від завдання, покладеного на мікроконтролер.

Виразимо час, який буде відповідати максимальному часу вимірювання τ :

$$\tau = \frac{2 \cdot h_{\text{ок}}}{\text{C}_{\text{ок}}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{5900} = 3.38 \cdot 10^{-6}\ (\text{с}) = 3.38\ (\text{мкс}) \tag{2.27}$$

Розрахуємо кількість вибірок, що будуть взяті за максимальний час вимірювання :

$$N_{\text{в}} = \frac{\tau}{\tau_{\text{ацп}}} = \tau \cdot f_{a\text{цп}} = 3.38 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 10^{6} = 169 \approx 170 \tag{2.28}$$

Тоді розрахуємо об’єм даних:

$$V_{RAM} = N_{\text{в}} \cdot N_{\text{ацп}} = \ 170 \cdot 12 = 2040 \text{ біт} \tag{2.29}$$

де $N_{\text{ацп}}$ – розрядність АЦП.

Для поставленої задачі візьмемо мікроконтролер STM32F732xx

1. Висока продуктивність та ефективність;
2. Тип мікросхеми – STM32
3. 1 Мбайт пам`яті Flash
4. 320 кбайт SRAM
5. Інтерфейси : I2C, USART (ISO 7816-3, LIN, IrDA), SPI, I2S;
6. Інтерфейс USB 2.0 FS/HS OTG;
7. Контролер SDIO;
8. DMA

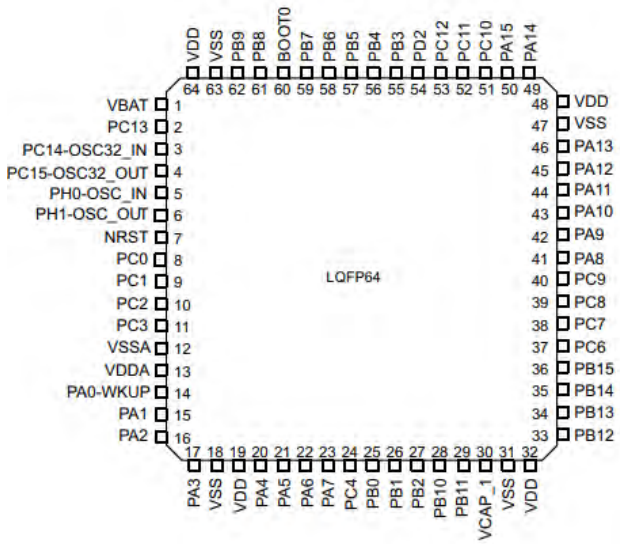


Рисунок 2.10 Мікроконтролер STM32F732xx

2.6.7 Драйвер для двигуна

Крокові двигуни застосовуються сьогодні в усіх сферах промисловості. Двигуни даного типу відрізняються тим, що дозволяють досягти високої точності позиціонування робочого органу, в порівнянні з іншими типами двигунів. Очевидно, що для роботи крокового двигуна потрібне точне автоматичне керування. Саме для цієї мети і служать контролери крокових двигунів, що забезпечують постійну і точну роботу електроприводів різного призначення.

Драйвер крокового двигуна TMC2130. Відрізняється широкими можливостями конфігурації і якістю. Драйвер призначений для безшумної і плавної роботи крокових двигунів завдяки інтерполяції мікрокроків - microPlyer. За допомогою цієї технології, якщо процесор передає інформацію про те, що треба зробити один мікрокрок, то драйвер робить 16 інтерпольованих мікроків. Таким чином, драйвер може зробити до 256 мікрокроків (16*16) і головному микроконтролеру немає необхідності в додатковому обчисленні - драйвер зробить це сам. Драйвер генерує мікрококи самостійно для плавності руху.

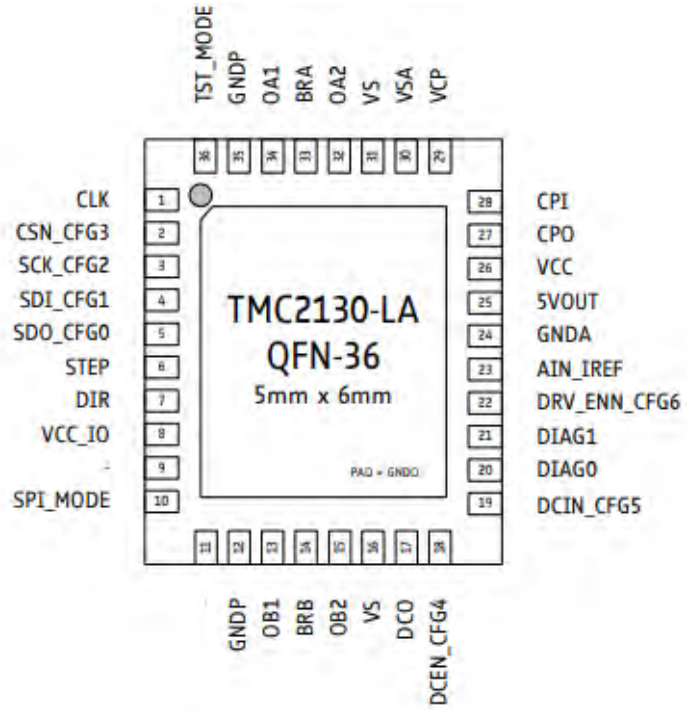


Рисунок 2.11 Драйвер TMC2130

Крокові двигуни, і інформація по ним, розраховуються і вибираються в розділі 3.

3. РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНОЇ СКЛАДОВОЇ СИСТЕМИ

Після розрахунку акустичного і електроакустичного трактів розрахуємо механічні характеристики приладу. Прилад складається з трьох ланок – осей X,Y,Z, кожна з яких відповідає за свою частину приладу і розраховується окремо.

3.1 Розрахунок для осі Y

Джерелом руху по вісі Y є кроковий двигун, що передає обертовий рух на гвинт за допомогою муфти.

У даній роботі було вирішено використати шарико-гвинтону передачу для руху каретки.

"Шарико-гвинтова передача - це високоефективний метод перетворення обертального руху в лінійне за допомогою використання механізму циркулюючих кульок між ходовим гвинтом і гайкою. У порівнянні з традиційною гвинтовию передачею крутний момент для шарико-гвинтової передачі зменшується в три рази і більше, що робить її оптимальною для економії потужності двигуна"[15]. Переваги ШВП: висока точність, висока навантажувальна здатність, відсутність осьового люфту, висока жорсткість, високий ККД (85 ... 90%), велика довговічність, плавність переміщення при низьких обертах і великих навантаженнях.

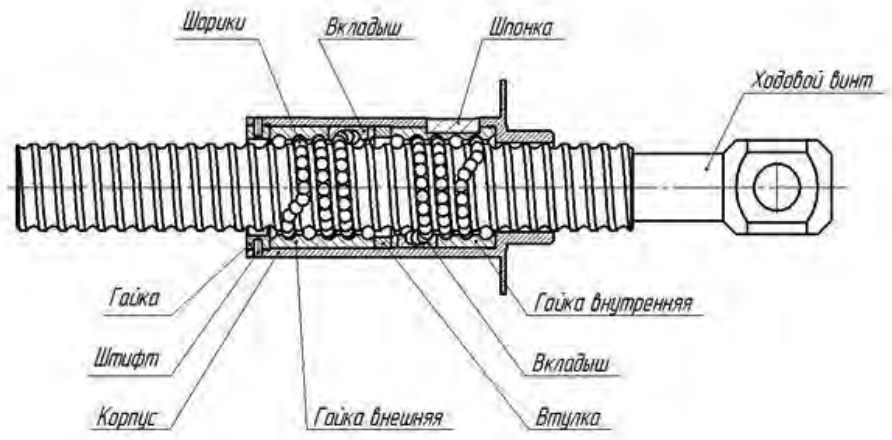


Рисунок 3.1 Шарико-гвинтова передача

"Виходячи з технічного завдання задамося початковими значеннями для розрахунку шарико-гвинтової передачі"[16] :

$P = 2$ кг $= 20$ Н – маса

$V_{\text{вихY}} = 5\ \frac{\text{мм}}{\text{с}}$ – швидкість

3.1.1 Розрахунок діаметра гвинта та його характеристик осі Y

Виходячи з умов міцності

$$d_{\text{гв мин}} \geq \sqrt{\frac{4P \cdot \psi}{\pi \cdot [\sigma]}} \tag{3.1}$$

$d_{\text{гв мин}}$ – мінімальний діаметр гвинта,

де [σ]=100…150 МПа - допустиме напруження стиснення сталі,

ψ=1,25- коефіцієнт, що враховує деформацію кручення,

P – вага.

$$d_{\text{гв мин}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 1{,}25}{3{,}14 \cdot 125}} = 0{,}16(\text{мм})$$

Отже,виходячи з розмірів ОК, обираємо діаметр гвинта із стандартного ряду розмірів :

$L_{\text{гв}}$ = 730 мм – довжина гвинта, вибираємо діаметр

$d_{\text{гв}}$ = 10 мм

Обираємо параметри різьби p (крок різьби) та k (кількість заходів), для $d_{\text{гв}}$ = 10 мм:

p = 2 мм; k = 5

Розраховуємо хід різьби h:

$$\text{h} = \text{p} \cdot \text{k} = 2 \cdot 5 = 10(\text{мм}) \tag{3.2}$$

Розраховуємо частоту обертання гвинта:

$$n_{\text{гв}} = \frac{60 \cdot V_{\text{вихY}}}{h} = \frac{60 \cdot 5}{10} = 30\ (\frac{\text{об}}{\text{хв}}) \tag{3.3}$$

Кутова швидкість обертання:

$$\omega_{\text{гв}} = \frac{2\pi \cdot n_{\text{гв}}}{60} = \frac{6{,}28 \cdot 30}{60} = 3{,}14\ (\frac{\text{рад}}{\text{с}}) \tag{3.4}$$

Розраховуємо обертовий момент на валу гвинта:

$$T_{\text{гв}} = \frac{P_{\text{ПП}} \cdot d_2}{2} \cdot \text{tg}(\lambda + \rho) \tag{3.5}$$

де $P_{\text{ПП}}$-осьове зусилля, $d_2 -$ середня ширина гвинта,

$\lambda = arctg\frac{h}{\pi \cdot d_2} -$ кут підйому,

$\rho = 4 \ldots 6^0$-кут тертя,

$$\lambda = arctg\frac{10}{\pi * 10} = 17{,}64^o \tag{3.6}$$

$$T_{\text{гв}} = \frac{20 * 10}{2} tg(17{,}364^o + 4^o) = 0{,}039\ (\text{Н} \cdot \text{м}) \tag{3.7}$$

3.1.2 Підбір двигуна

Розраховуємо мінімальну вихідну потужність по осі Y:

$$N_{\text{вих.X}} = P_{\text{вих}} \cdot V_{\text{вих}} = 20 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0{,}1(\text{Вт}) \tag{3.8}$$

Враховуючи ККД передаточних механізмів, розраховуємо необхідну потужність двигуна:

$$N_{\text{дв.Y}} \geq \frac{N_{\text{вих.Y}}}{\eta_{\text{п}}} = \frac{0.1}{0.99} \cdot 1.4 = \ 0{,}141(\text{Вт}) \tag{3.9}$$

За вихідними даними підбираємо кроковий двигун необхідної конфігурації (таблиця 3.1) :

Таблиця 3.1. Характеристики двигуна NT42ST47-1684A

Назва	NT42ST47-1684A
$\mu_{ном}$	0,43 Н*м
a	1,8 град
Струм	1,68 А
$f_{ном}$	200 крок/с
$F_{макс}$	360 крок/с
M	0,35 кг
L	47 мм

Розрахуємо оберти двигуна за формулою:

$$n_{дв} = \frac{60 \cdot \omega}{\pi} = \frac{60 \cdot 6}{\pi} = 114\ (\frac{об}{хв}) \tag{3.10}$$

Де $\omega = \alpha \cdot f_{ном} = 0{,}03 \cdot 200 = 6$ рад/с – кутова швидкість,

$\alpha = 1{,}8° \rightarrow \alpha = \frac{1{,}8 \cdot \pi}{180} = 0{,}03$ рад – крок.

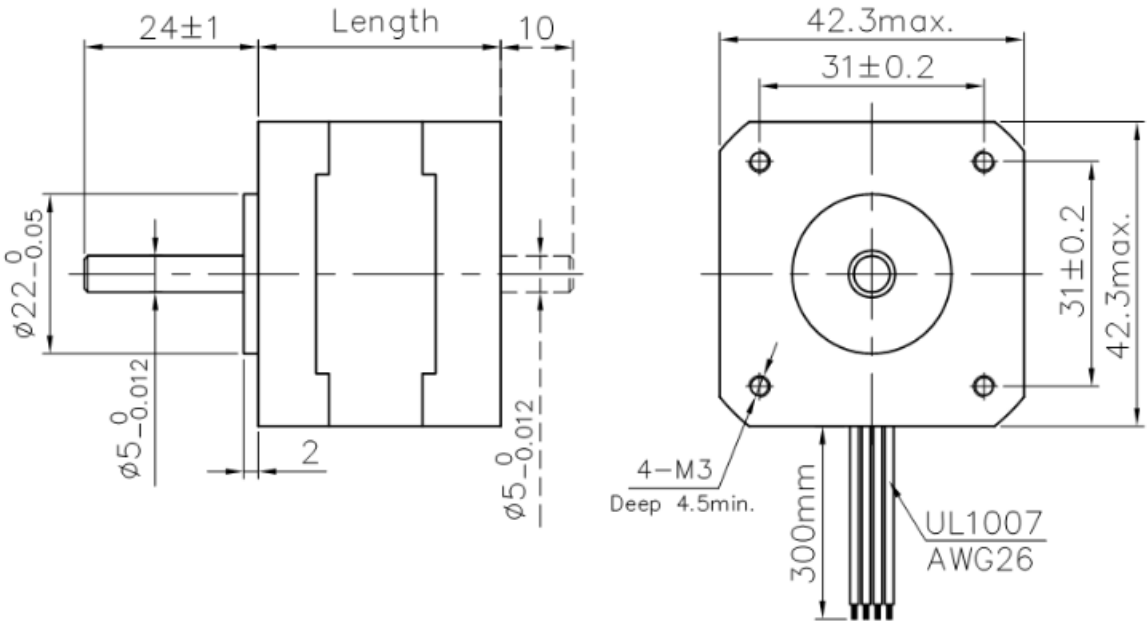


Рисунок 3.2 Зовнішній вигляд двигуна

Визначимо потужність двигуна :

$$N = \mu_{\text{ном}} \cdot \omega = 0{,}43 \cdot 6 = 2{,}58 \text{ Вт} \quad (3.11)$$

3.1.3 Підбір муфти осі Y

"Муфта призначена для з'єднання валів з метою передач обертання. Необхідність у муфтах викликана тим, що більшість механізмів і їх функціональних вузлів складається з окремих частин з вхідними і вихідними валами, наприклад електродвигун, передаточний і виконуючий механізми. Безпосередньо кінематичний і силовий зв'язок між цими частинами механізму здійснюється за допомогою муфт"[16].

Конструкції муфт вельми різноманітні і обирають тип муфти в залежності від їхніх вимог, які представляються до неї в даному приводі. Наприклад, муфти можуть компенсувати монтажні неточності з'єднувальних валів, дозволяє з'єднувати і роз'єднувати вати між собою в процесі експлуатації, виконувати функції управління, ослаблювати шкідливий вплив поштовхів і вібрації при запуску і в процесі роботи, застерігати механізм від аварій при неприпустимому підвищенні обертового моменту чи швидкості обертання, забезпечує безповоротність обертання в механізмі.

Типи муфт, що використовуються в приладобудуванні, стандартизовані, окремі види нормалізовані веденими нормалями.

За характером з'єднання валів розрізняють муфти геометричними, силовими і динамічними замиканнями.

В даному механізмі доцільніше буде використати повідкову муфту (рис. 3.3)

На кінцях, які з'єднують вали закріплені диски 2 і 3, один з яких має палець 1, а інший – відповідний отвір чи проріз, куди входить палець.

Для покращення умов роботи муфт в них застосовують повідки з двома пальцями. Деякі типи повідкових муфт нормалізовані.

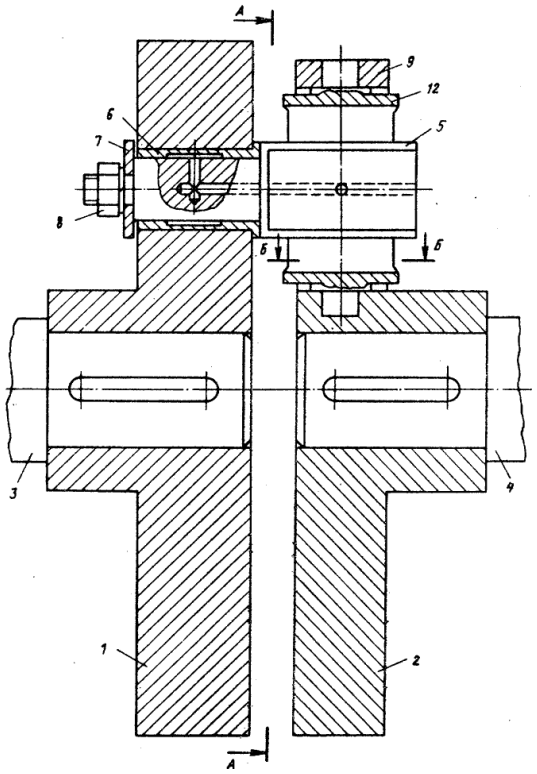


Рисунок 3.3 Поводкова муфта

Муфта складається з двох напівмуфт, одна з яких одягається на вал двигуна, а друга на інший вал, який передає обертовий момент далі.

Обираємо муфту з наступними характеристиками,які приведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 Характеристики поводкової муфти

d	D	D1	H	c	h	a	b
6	24	11	9	2.5	3	8	9

В поводкових муфтах пальці перевіряють на згин. При числі пальців Z та силі, діючій на один палець.

$$P = \frac{T_k}{Bz} = \frac{160}{9 \cdot 2} = 8{,}88 \tag{3.12}$$

$$[G_u] \geq \frac{T_u}{w} = \frac{0.5kP}{0.1{d_1}^3} = \frac{0.5 \cdot 4 \cdot 8.88}{0.1 \cdot 11^3} = 0.13 \tag{3.13}$$

$$[G] = \frac{P}{Cd_1} = 0.32 \tag{3.14}$$

3.1.4 Орієнтовні габарити осі Y

Орієнтовні габарити механізму, що рухається по вісі Y – двигун + муфта + шарико-гвинтова передача

$$L_Y = 47+5+730+5+19,5 = 809,5 \text{ (мм)}$$

3.2 Розрахунок для осі X

Вісь Y забезпечує рух платформи вісі X та повинна утримати всю вагу даної платформи без втрати швидкості та відхилення від заданої траєкторії руху. Треба врахувати орієнтовні габарити платформи. Орієнтовна вага механізму:

$$P_x = 3+0,5+10+3+2,7+0,5+0,5=7\text{H}$$

Джерелом руху по вісі X є кроковий двигун, що передає обертовий рух на вал за допомогою муфти, вал обертаючись, передає рух за допомогою конічної передачі.

Так як для осі X потрібно виконувати функцію зв'язку між двигуном та конічною передачею, в якій знаходиться зв'язуючи ланка, то необхідно взяти вал необхідного радіусу. Вибираємо двигун, аналогічний до осі Y.

Діаметр валу вибираємо 14 мм, а довжину 630 мм. Ці параметри задовольняють поставлену задачу.

3.2.1 Підбір муфти осі X

На даній ланці доцільніше буде використати повідкову муфту, теоретичні дані про яку наведені в розрахунку вісі Y.

Обираємо муфту з наступними характеристиками, які приведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 Характеристики поводкової муфти

d	D	D1	H	c	h	a	b	l	k
10	32	15	14	3	5	11	12	5	8

Розрахуємо муфту на міцність :

$$P = \frac{T_k}{Bz} = \frac{160}{12 \cdot 2} = 6.66$$

$$[G_u] \geq \frac{T_u}{w} = \frac{0.5kP}{0.1{d_1}^3} = \frac{0.5 \cdot 4 \cdot 6.66}{0.1 \cdot 15^3} = 0.04$$

$$[G] = \frac{P}{Cd_1} = 0.15$$

3.2.2 Орієнтовні габарити осі X

Орієнтовні габарити механізму, що рухається по вісі X – двигун + муфта + вал :

L_X = 47+5+630+5+29,5 = 721 (мм)

3.2.3 Розрахунок конічної передачі для осі X

Конічні зубчасті колеса застосовують в передачах, у яких осі валів перетинаються під кутом. Найчастіше застосовують передачі з кутом 90^o, які називаються ортогональними. Конічні колеса бувають з прямими, коловими, та дуже рідко шевронними зубцями. Далі розглядаються прямозубі конічні передачі.

Конічні зубчасті передачі складніші у виготовленні та монтажі порівняно з циліндричними.

У конічних передачах, зазвичай, шестірня розташовується консольно, при цьому внаслідок меншої жорсткості консольного вала збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця. З цієї причини конічні передачі працюють з більшим шумом, ніж циліндричні.

Практика засвідчила, що при однаковому навантаженні конічні передачі виходять з ладу швидше ніж циліндричні. Тому при розрахунках уводиться коефіцієнт зниження допустимого навантаження конічної зубчастої передачі порівняно з еквівалентною циліндричною, цей коефіцієнт дорівнює 0,85.

Визначаємо зовнішній ділильний діаметр колеса d_2

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_н \cdot {[\sigma]^2}_н}} \cdot K_{н\beta} = \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 0.1 \cdot 10^3}{1 \cdot 50^2}} \cdot 1 = 56.42 \text{ мм} \qquad (3.15)$$

де $K_{н\beta} = 1$ – колеса припрацьовуются;

$\vartheta_н = 1$ – коефіцієнт виду конічних коліс;

T_2, Н · м;

$[\sigma]^2{}_н$,, МПа;

Отримані значення округлюємо до переліку нормальних розмірів

Визначаємо кути ділильних конусів шестерні δ_1 і δ_2

$$\delta_2 = arctg(u) = 0{,}785 \text{ рад} \tag{3.16}$$

Переводимо значення δ_2 в градуси :

$$\delta_2 = \ 44{,}97°$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 44{,}97 = 45{,}03° \tag{3.17}$$

Визначаємо конусну відстань R_e:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin(\delta_2)} = \frac{56.42}{2 \cdot \sin(44{,}97°)} = 39.81 \text{ мм} \tag{3.18}$$

Визначаємо ширину зубчастого вінця шестерні та колеса

$$b = \ \psi_R \cdot R_e = \ 0{,}285 \ \cdot 47{,}61 = 11.36 \text{ мм} \tag{3.19}$$

де $\psi_R = 0{,}285$ – коефіцієнт ширини вінця.

Отримані значення округлюємо до переліку цілих розмірів (рис. 3.4)

$b = 14$ мм

Ряди			Ряди			Ряди		
R_a10	R_a20	R_a40	R_a10	R_a20	R_a40	R_a10	R_a20	R_a40
8,0	8,0	8,0	32	32	32	125	125	125
		8,5			34			130
	9,0	9,0		36	36		140	140
		9,5			38			150
10	10	10	40	40	40	160	160	160
		10,5			42			170
	11	11		45	45		180	180
		11,5			48			190
12	12	12	50	50	50	200	200	200
		13			53			210
	14	14		56	56		220	220
		15			60			240
16	16	16	63	63	63	250	250	250
		17			67			260
	18	18		71	71		280	280
		19			75			300
20	20	20	80	80	80	320	320	320
		21			85			340
	22	22		90	90		360	360
		24			95			380
25	25	25	100	100	100	400	400	400
		26			105			420
	28	28		110	110		450	450
		30			120			480

Рисунок 3.4 Перелік стандартних розмірів для конічної передачі

Визначаємо зовнішній окружний модуль m_e

$$m_e = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_f \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_f} \cdot K_{f\beta} = \frac{14 \cdot 0.1 \cdot 10^3}{0{,}85 \cdot 56.42 \cdot 11 \cdot 1} = \ 2{,}65 \text{ мм} \tag{3.20}$$

де $K_{f\beta} = 1$ – коефіцієнт, що розраховує розподілення навантаження по ширині вінця;

$\vartheta_f = 0{,}85$ – коефіцієнт виду конічних коліс;

T_2, Н · м;

$[\sigma]_f$, МПа;

"Визначаємо число зубів колеса z_2 і шестерні z_1"[16]:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{56.2}{2.65} = 21.27 \tag{3.21}$$

$$z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{21.27}{1} = 21.27 \tag{3.22}$$

"Отримане значення z_2 і z_1 округлимо до парного цілого числа"[16].

$$z_2 = z_1 = 22$$

"Виходячи з умови зменшення шуму приймаємо"[16]:

$$z_1 \geq 18$$

Визначаємо фактичне передаточне число і перевіряємо його відхилення від заданного :

$$u_\text{ф} = \frac{z_2}{z_1} = 1$$

$$\Delta u_\text{ф} = \frac{|u_\text{ф} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$$

Умова виконується.

Визначаємо дійсні кути ділильних конусів шестерні δ_1 і колеса δ_2 :

$$\delta_2 = arctg(u_\text{ф}) = 0{,}785$$

Переводимо значення δ_2 в градуси :

$$\delta_2 = 44{,}97°$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 45{,}03°$$

"Визначаємо фактичні ділильні діаметри шестерні d_{e1}і колеса d_{e2} "[16]:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 2{,}85 \cdot 22 = 58.36 \text{ мм} \tag{3.23}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 2{,}85 \cdot 22 = 58.36 \text{ мм}$$

"Визначаємо середні ділильні діаметри шестерні d_1 і колеса d_2 "[16]:

$$d_1 = 0{,}857 \cdot d_{e1} = 0{,}857 \cdot 56.42 = 50.02 \text{ мм} \quad (3.24)$$

$$d_2 = 0{,}857 \cdot d_{e2} = 0{,}857 \cdot 56.42 = 50.02 \text{ мм}$$

Визначаємо діаметри вершин зубів шестерні d_{ae1} і колеса d_{ae2} :

$$d_{ae1} = d_{e1} \cdot 2 \cdot m_e \cdot \cos(45{,}03°) = 61.01(\text{мм}) \quad (3.25)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} \cdot 2 \cdot m_e \cdot \cos(44{,}97°) = 61.28(\text{ мм})$$

Визначаємо діаметри западин зубів шестерні d_{fe1} і колеса d_{fe2} :

$$d_{fe1} = d_{e1} \cdot 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_1) = 55.18 \text{ мм} \quad (3.26)$$

$$d_{fe2} = d_{e2} \cdot 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_2) = 54.86 \text{ мм}$$

3.3 Розрахунок осі Z

Для передачі руху на пьезоперетворювач застосуємо гвинтову передачу, муфту та конічну передачу, для зміни руху.

Теоретичні відомості про гвинтову передачу наведені у розділі 3.1

3.3.1 Розрахунок діаметра гвинта та його характеристик осі Z

Виходячи з умов міцності

$$d_{\text{гв мин}} \geq \sqrt{\frac{4P \cdot \psi}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

$d_{\text{гв мин}}$ – мінімальний діаметр гвинта,

де [σ]=100…150 МПа - допустиме напруження стиснення сталі,

ψ=1,25- коефіцієнт, що враховує деформацію кручення,

Р – вага.

$$d_{\text{гв мин}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5 \cdot 1{,}25}{3{,}14 \cdot 125}} = 0.25(\text{мм})$$

Отже,виходячи з розмірів ОК, обираємо діаметр гвинта із стандартного ряду розмірів :

$L_{гв}$ = 90 мм – довжина гвинта, вибираємо діаметр

$d_{гв} = 4$ мм

Обираємо параметри різьби p (крок різьби) та k (кількість заходів), для $d_{гв} = 3$ мм:

p = 1 мм; k = 3

Розраховуємо хід різьби h:

$$h = p \cdot k = 1 \cdot 3 = 3(мм)$$

Розраховуємо частоту обертання гвинта:

$$n_{гв} = \frac{60 \cdot V_{вихY}}{h} = \frac{60 \cdot 2.5}{3} = 50\ (\frac{об}{хв})$$

Кутова швидкість обертання:

$$\omega_{гв} = \frac{2\pi \cdot n_{гв}}{60} = \frac{6{,}28 \cdot 50}{60} = 5.23\ (\frac{рад}{с})$$

Розраховуємо обертовий момент на валу гвинта:

$$T_{гв} = \frac{P_{ПП} \cdot d_2}{2} \cdot \mathrm{tg}(\lambda + \rho)$$

де $P_{ПП}$-осьове зусилля, $d_2 -$ середня ширина гвинта,

$\lambda = arctg\frac{h}{\pi \cdot d_2} -$ кут підйому,

$\rho = 4 \ldots 6^0$-кут тертя,

$$\lambda = arctg\frac{3}{\pi * 4} = 13.4^o$$

$$T_{гв} = \frac{5 * 4}{2} tg\left(13.4^{oo} + 4^o\right) = 0.003\ (Н \cdot м)$$

3.3.2 Підбір двигуна

Розраховуємо мінімальну вихідну потужність по осі Y:

$$N_{вих.X} = P_{вих} \cdot V_{вих} = 4 \cdot 2.5 \cdot 10^{-3} = 0{,}01(Вт)$$

Враховуючи ККД передаточних механізмів, розраховуємо необхідну потужність двигуна:

$$N_{\text{дв.Y}} \geq \frac{N_{\text{вих.Y}}}{\eta_{\text{п}}} = \frac{0.01}{0.99} \cdot 1.4 = \ 0.018(\text{Вт})$$

За вихідними даними підбираємо кроковий двигун необхідної конфігурації (таблиця 3.4) :

Таблиця 3.4 Характеристики двигуна NT28STH32-0674A

Назва	NT28STH32-0674A
$\mu_{\text{ном}}$	0,05 Н*м
a	1,8 град
Струм	0,67 А
$f_{\text{ном}}$	200 крок/с
$F_{\text{макс}}$	360 крок/с
M	0,1 кг
L	32 мм

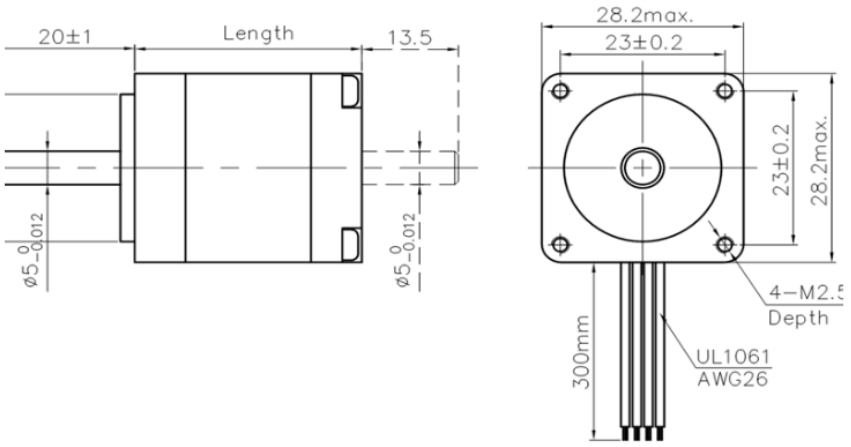


Рисунок 3.5 Зовнішній вигляд двигуна

Розрахуємо оберти двигуна за формулою:

$$n_{\text{дв}} = \frac{60 \cdot \omega}{\pi} = \frac{60 \cdot 6}{\pi} = 114 \ (\frac{\text{об}}{\text{хв}})$$

Де $\omega = \alpha \cdot f_{\text{ном}} = 0{,}03 \cdot 200 = 6$ рад/с – кутова швидкість,

$\alpha = 1{,}8° \rightarrow \alpha = \frac{1{,}8 \cdot \pi}{180} = 0{,}03$ рад – крок.

Визначимо потужність двигуна :

$$N = \mu_{\text{ном}} \cdot \omega = 0{,}05 \cdot 6 = 0.3 \text{ Вт}$$

3.3.3 Підбір муфти осі Z

В даному механізмі доцільніше буде використати повідкову муфту, теоретичні дані про яку наведені в розрахунку вісі Y рис.2.

Обираємо муфту з наступними характеристиками, які приведені в таблиці 3.5

Таблиця 3.5 Таблиця 3.2 Характеристики поводкової муфти

d	D	D1	H	c	h	k	b
5	8	6	10	2	2	4	5

В поводкових муфтах пальці перевіряють на згин. При числі пальців Z та силі, діючій на один палець.

$$P = \frac{T_k}{Bz} = \frac{160}{5 \cdot 2} = 16$$

$$[G_u] \geq \frac{T_u}{w} = \frac{0.5kP}{0.1{d_1}^3} = \frac{0.5 \cdot 4 \cdot 16}{0.1 \cdot 6^3} = 1.48$$

$$[G] = \frac{P}{Cd_1} = 1.33$$

3.3.4 Розрахунок конічної передачі осі Z

Розрахунок аналогічний пункту 3.2.3

Визначаємо зовнішній ділильний діаметр колеса d_2

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_{\text{н}} \cdot {[\sigma]^2}_{\text{н}}}} \cdot K_{\text{н}\beta} = \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 0.1 \cdot 10^3}{1 \cdot 250^2}} \cdot 1 = 19.29 \text{ мм}$$

де $K_{\text{н}\beta} = 1$ – колеса припрацьовуються;

$\vartheta_{\text{н}} = 1$ – коефіцієнт виду конічних коліс;

T_2, Н · м;

${[\sigma]^2}_{\text{н}}$,, МПа;

Отримані значення округлюємо до переліку нормальних розмірів

Визначаємо кути ділильних конусів шестерні δ_1 і δ_2

$$\delta_2 = arctg(u) = 0{,}785 \text{ рад}$$

Переводимо значення δ_2 в градуси :

$$\delta_2 = \ 44{,}97°$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 44{,}97 = 45{,}03°$$

Визначаємо конусну відстань R_e:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin(\delta_2)} = \frac{56.42}{2 \cdot \sin(44{,}97°)} = 13.64 \text{ мм}$$

Визначаємо ширину зубчастого вінця шестерні та колеса

$$b = \ \psi_R \cdot R_e = \ 0{,}285 \ \cdot 13.64 = 3.88 \text{ мм}$$

де $\psi_R = 0{,}285$ – коефіцієнт ширини вінця.

Отримані значення округлюємо до переліку цілих розмірів.

$$b = 4 \text{ мм}$$

Визначаємо зовнішній окружний модуль m_e

$$m_e = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_f \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_f} \cdot K_{f\beta} = \frac{14 \cdot 0.1 \cdot 10^3}{0{,}85 \cdot 19.29 \cdot 4 \cdot 20} = \ 1.06 \text{ мм}$$

де $K_{f\beta} = 1$ – коефіцієнт, що розраховує розподілення навантаження по ширині вінця;

$\vartheta_f = 0{,}85$ – коефіцієнт виду конічних коліс;

T_2, Н · м;

$[\sigma]_f$, МПа;

Визначаємо число зубів колеса z_2 і шестерні z_1:

$$z_2 = \ \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{19.29}{1.06} = 18.08$$

$$z_1 = \ \frac{z_2}{u} = \frac{18.08}{1} = 18.08$$

"Отримане значення z_2 і z_1 округлимо до парного цілого числа"[16] :

$$z_2 = \ z_1 = 18$$

"Виходячи з умови зменшення шуму приймаємо"[16]:

$$z_1 \geq 18$$

Визначаємо фактичне передаточне число і перевіряємо його відхилення від заданного :

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1} = 1$$

$$\Delta u_ф = \frac{|u_ф - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$$

Умова виконується.

Визначаємо дійсні кути ділильних конусів шестерні δ_1 і колеса δ_2 :

$$\delta_2 = arctg(u_ф) = 0.785$$

Переводимо значення δ_2 в градуси :

$$\delta_2 = 44{,}97°$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 45{,}03°$$

Визначаємо фактичні ділильні діаметри шестерні d_{e1}і колеса d_{e2} :

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 1.06 \cdot 18.08 = 19.2 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 1.06 \cdot 18.08 = 19.2 \text{ мм}$$

"Визначаємо середні ділильні діаметри шестерні d_1 і колеса d_2"[16] :

$$d_1 = 0{,}857 \cdot d_{e1} = 0{,}857 \cdot 19.2 = 16.46 \text{ мм}$$

$$d_2 = 0{,}857 \cdot d_{e2} = 0{,}857 \cdot 19.2 = 16.46 \text{ мм}$$

"Визначаємо діаметри вершин зубів шестерні d_{ae1} і колеса d_{ae2}"[16] :

$$d_{ae1} = d_{e1} \cdot 2 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_1) = 56.42 \cdot 2 \cdot 2{,}85 \cdot \cos(45{,}03°) = 20.27 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} \cdot 2 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_2) = 56.42 \cdot 2 \cdot 2{,}85 \cdot \cos(44{,}97°) = 20.38 \text{ мм}$$

Визначаємо діаметри западин зубів шестерні d_{fe1} і колеса d_{fe2} :

$$d_{fe1} = d_{e1} \cdot 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_1) = 17.92 \text{мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} \cdot 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos(\delta_2) = 17.79 \text{ мм}$$

3.4 Вибір підшипників

Основне призначення підшипника - зменшувати тертя обертових деталей одна об одну. Це технічні пристрої, які є частиною опор обертових осей і валів. Вони сприймають радіальні і осьові навантаження, прикладені до вала або осі, і передають їх на раму, корпус або інші частини конструкції. При цьому вони

повинні також утримувати вал в просторі, забезпечувати обертання, хитання або лінійне переміщення з мінімальними енерговитратами. Від якості підшипників значною мірою залежить коефіцієнт корисної дії, працездатність і довговічність. У роботі візьмемо підшипники шарикові радіальні, так як вони задовольняють поставленому завданню.

Шарикопідшипники радіальоного типу широко використовуються для сприйняття радіальних навантажень, а також для передачі осьових навантажень в двох напрямках. Дана деталь особливо важлива при збільшенні радіальних зазорів. Підшипник даного типу використовується для забезпечення осьової фіксації вала в корпусі в дві сторони.

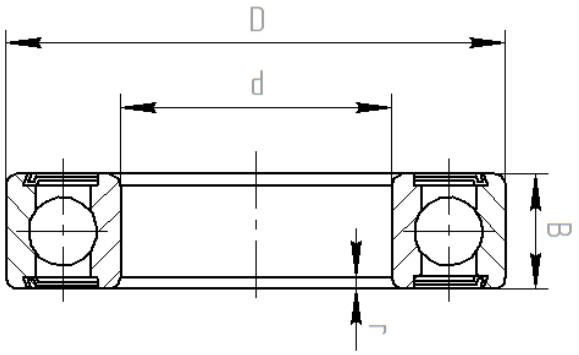


Рисунок 3.6 Шарикопідшипники радіальні однорядні

Вибираємо наступні підшипники :

Таблиця 3.6 Підшипники

Позначення підшипників	d	D	B	r	Маса,кг
1000086	6	13	3.5	0.3	0.002
607	7	19	6	0.5	0.009
6001	12	28	8	0.5	0.022
6002	15	32	9	0.5	0.03

3.5 Схема кінематична

Прилад складається з 3-х ланок : осей X,Y,Z. По осі Y здійснюється переміщення, за рахунок гвинтової передачі, на якій тримаються ланки X і Z. Ланка X передає крутний момент на конічну передачу за рахунок якої

здійснюється обертання навколо осі об’єкту контролю. Ланка Z відповідає за переміщення датчика по горизонтальній осі, для контролю всієї площини.

Позначення на схемі :

Х1,Х2,Х3 – муфти

Г1,Г2 – гвинтові передачі

В1,В2 – вали

КП1,КП2 – конічні передачі

Д1, Д2, Д3 – крокові двигуни

П – пьезоперетворювач

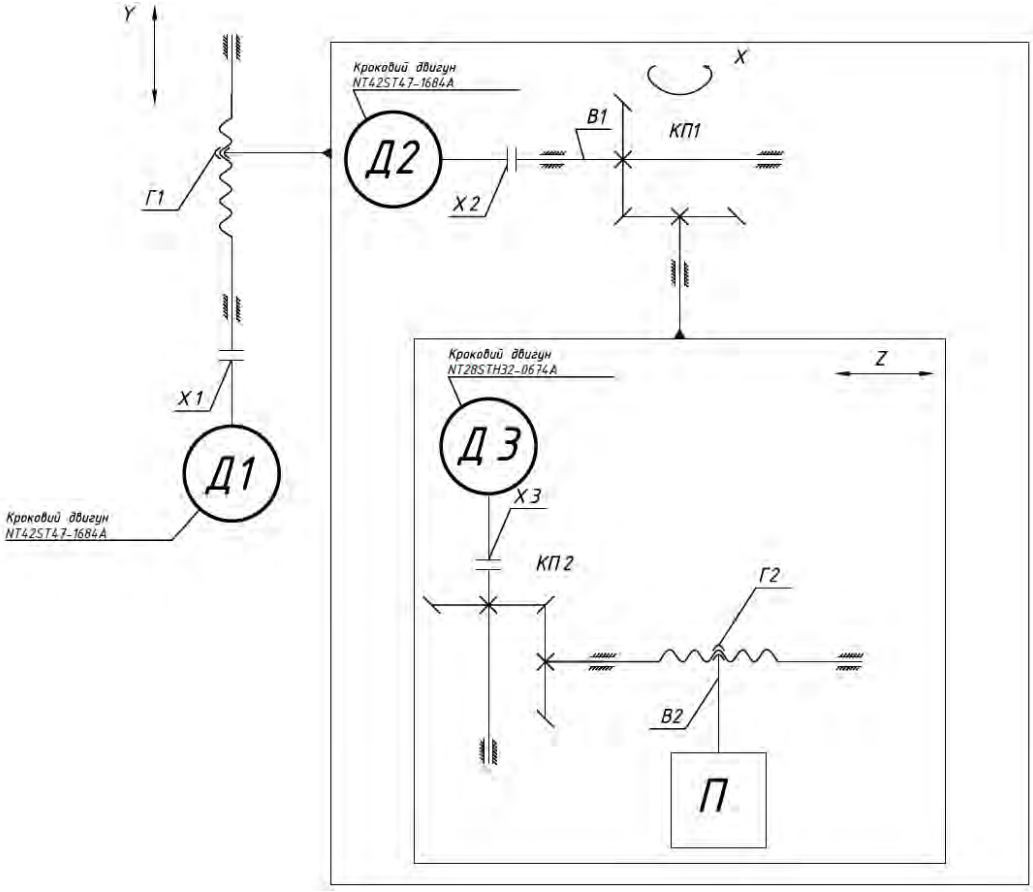


Рисунок 3.7 Кінематична схема приладу

4. МОДЕЛЮВАННЯ

Одним з найбільш важливих систем управління автомобіля є гальмівна система. Вона необхідна, щоб зупинити транспортний засіб у межах найменшої можливої відстані, і це робиться шляхом перетворення кінетичної енергії

транспортного засобу в теплову енергію за рахунок тертя, яка розсіюється через тормозний диск і колодки.

4.1 Аналіз дискового гальма за допомогою COMSOL

Моделювання демонструє процес перетворення кінетичної енергії в тепло і її розсіювання на дисковому гальмі. "Оскільки гальма сповільнюють автомобіль, вони сприяють перетворенню кінетичної енергії в теплову енергію, що призводить до інтенсивного нагріву гальмівного диска"[17]. Якщо диски перегрілись, гальмівні колодки перестають працювати на достатньому рівні, що може призвести до появи дефектів на тормозних дисків або їх стоншенню.

Дискові гальма складаються з ротора і супорта. Супорт розсовує гальмівні колодки і вони притискаються до поверхні ротора.

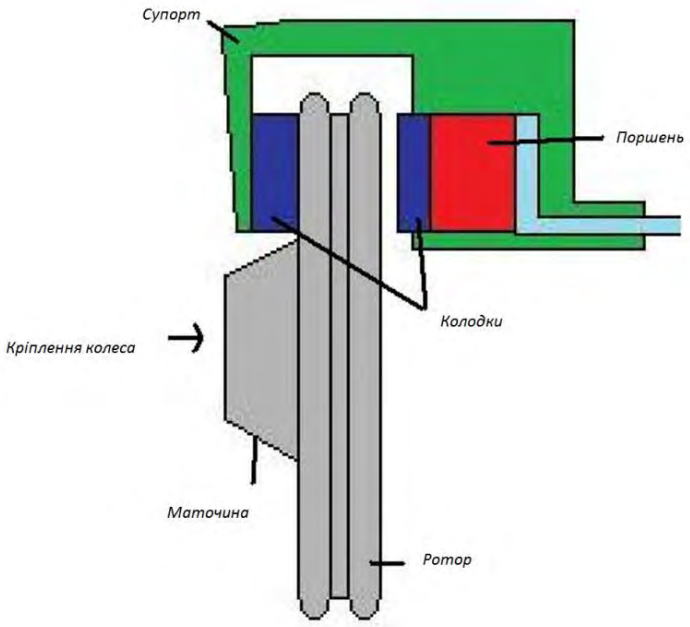


Рисунок 4.1 Схема притискання гальмівних колодок

"Температурне поле колодки і диска регулюється за допомогою рівняння теплопровідності"[18] :

$$p \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(-k\nabla T) = -p \cdot C_p \cdot u \cdot \nabla T \quad (4.1)$$

де k – теплопровідність

C_p - питома теплоємність

U - поле швидкості ротора

Генерація тепла задається через формулу :

$$q(r,t) = -f_t \cdot v_d(r,t) = -\frac{mR\alpha}{8r_m A} \cdot r\omega(t) \quad (4.2)$$

де f_t – сила тертя на одиницю площі

V_d – відносна швидкість між ротором та колодками

m – маса автомобіля

R – радіус колеса

ω – кутова швидкість

α – кутове прискорення

A – площа поверхні колодки

"Відведення тепла від поверхонь диска та поверхні колодки до навколишнього повітря здійснюється конвекцією та випромінюванням"[19] :

$$q_{diss} = -h \cdot (T - T_{ref}) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T^4{}_{ref}) \quad (4.3)$$

ε – випромінювання

σ – постійна Больцмана

h – коефіцієнт, який розраховується як :

$$h = \frac{0.037k}{l} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} = \frac{0.037k}{l} \cdot \left(\frac{plV}{\mu}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\mu}\right)^{0.33} \quad (4.4)$$

Система гальмування складається з двох колодок і диска ротора, звязаних з болтами і секцією вала.

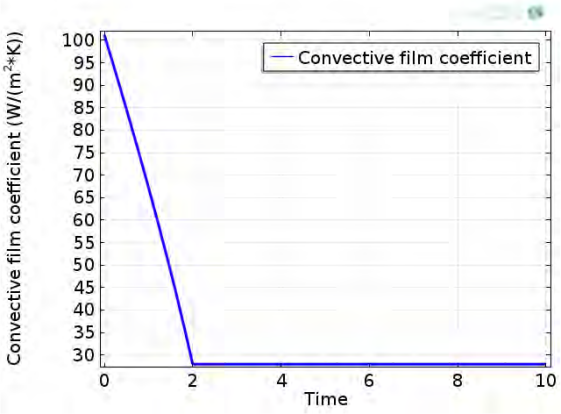


Рисунок 4.4 Коефіцієнт тепловіддачі протягом періоду гальмування

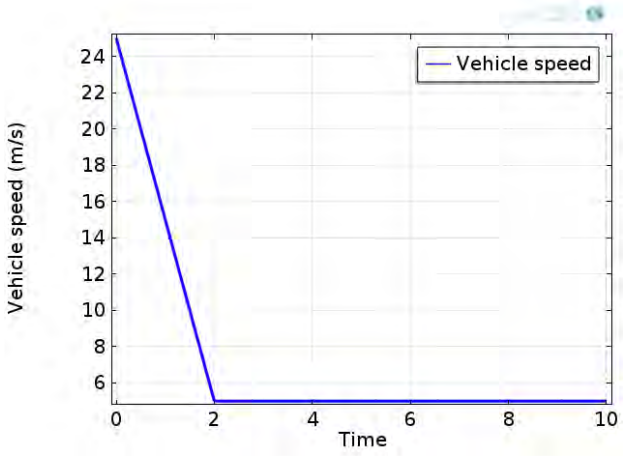


Рисунок 4.3 Швидкість під час періоду гальмування та розжиму колодок

У першому дослідженні, автомобіль вагою 1900 кг рухається зі швидкістю 25 м/с (90км /ч) та сповільнюється до швидкості 5 м/с (18 км/ч) за час 2 секунди, за який колодки притиснуті до дискової поверхні. Автомобіль буде продовжувати рух на швидкості 5 м/с протягом 8 секунд після того, як колодки розімкнуть диск.

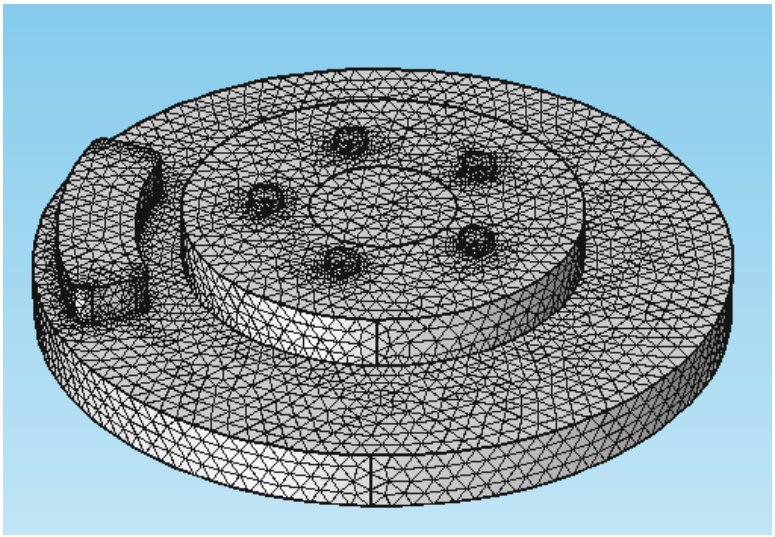


Рисунок 4.4 Сітка гальмівного диску в Comsol

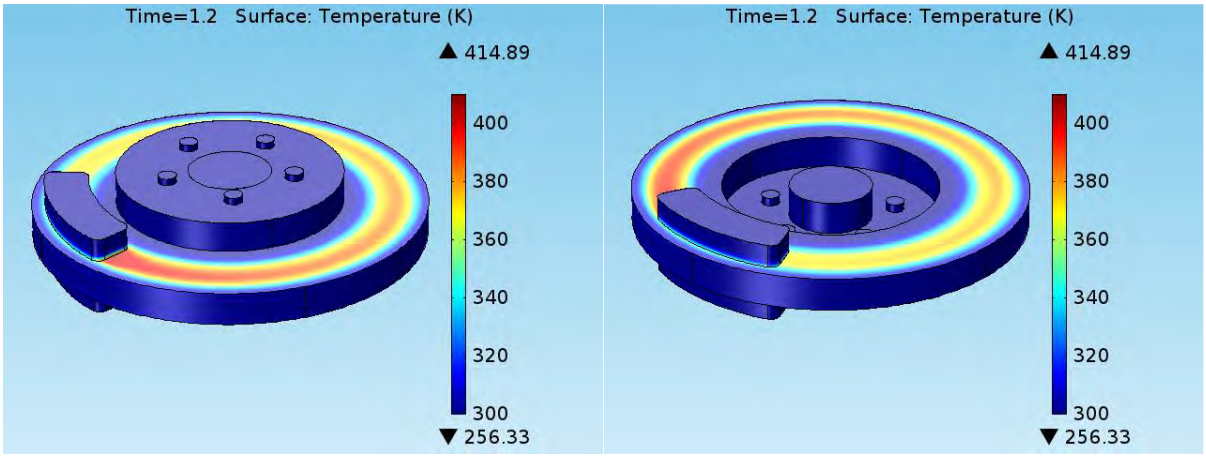


Рисунок 4.5 Внутрішня і зовнішня поверхня гальмівного диску

На рис. 4.5 показано внутрішню і зовнішню поверхню гальмівного диску при часі гальмування 2 секунди. "Із моделі видно, що максимальна температура спостерігається на контактних поверхнях колодки та диску"[18].

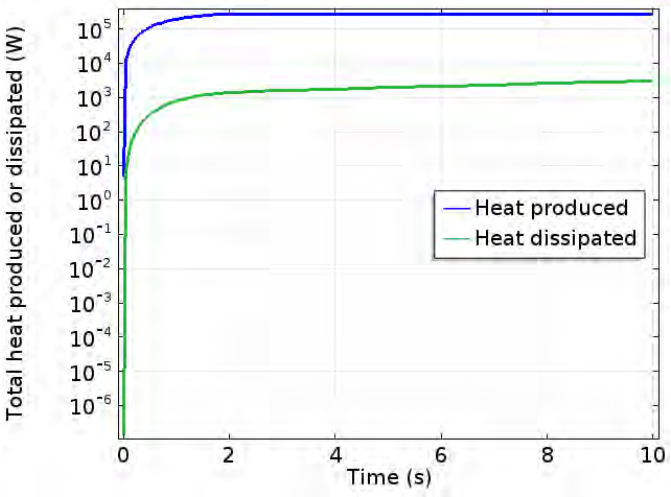


Рисунок 4.6 Поява та розсіювання тепла

Як показано на рис. 4.6 тепло в результаті тертя в основному поглинається диском ротора під час фази гальмування, потім тепло поступово розсіюється до навколишнього повітря конвекцією та випромінюванням.

"Тепловіддача в навколишнє середовище відбувається переважно конвекцією"[20] (рис. 4.7)

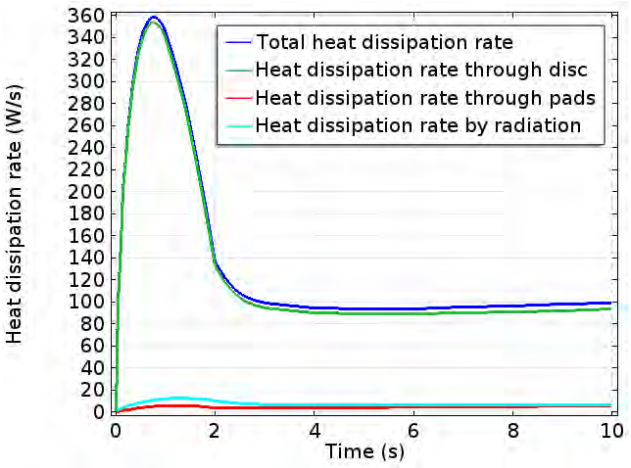


Рисунок 4.7 Швидкість відводу тепла

Під час фази гальмування температура поверхні ротора вища, ніж у період коли колодки розімкнуті. Це призводить до високої швидкості передачі тепла за рахунок конвекції та випромінювання у перші 2 секунди. Висока швидкість передачі також має більший коефіцієнт теплопередачі для високої конвекційної теплопередачі.

На рис.4.8-4.12 демонструється нагрів та охолодження поверхні диска за різного часу розподілу температури. Поверхня ротора швидко досягає максимальної температури 414 кельвінів за 1.2 секунди, а потім поступово знижується до 384 кельвінів за 2 секунди, коли ротор сповільнюється. Він продовжує охолоджуватися після відпускання гальмування. Максимальна температура ротора на різних часових кроках також показана на фіг.16.

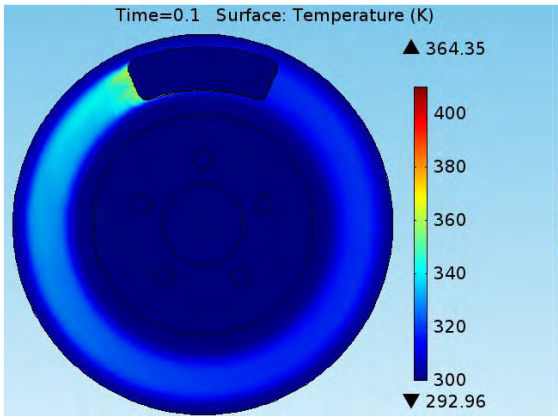


Рисунок 4.8

Температура за 0.1с

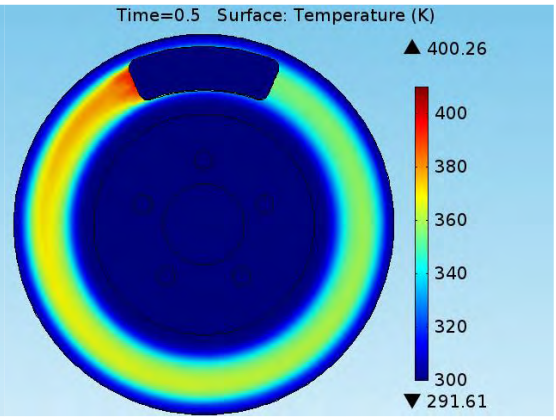


Рисунок 4.9

Температура за 0.5с

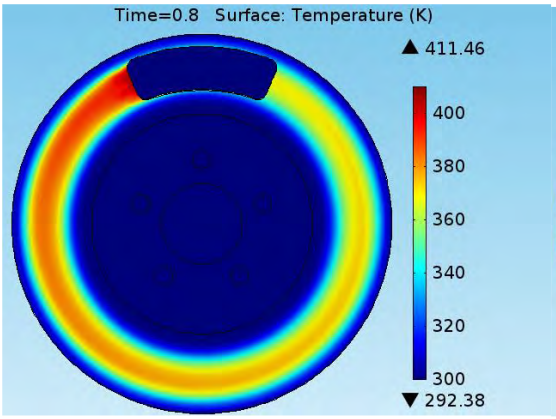


Рисунок 4.10

Температура за 0.8с

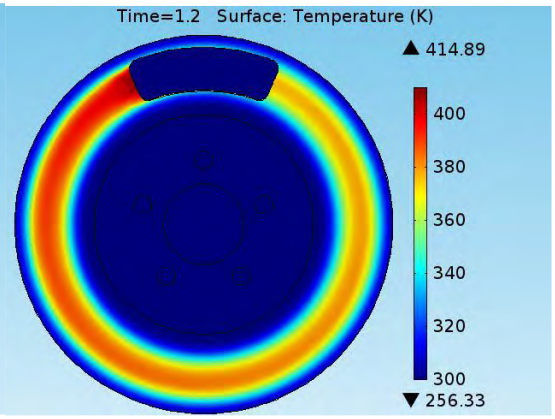


Рисунок 4.11

Температура за 1.2с

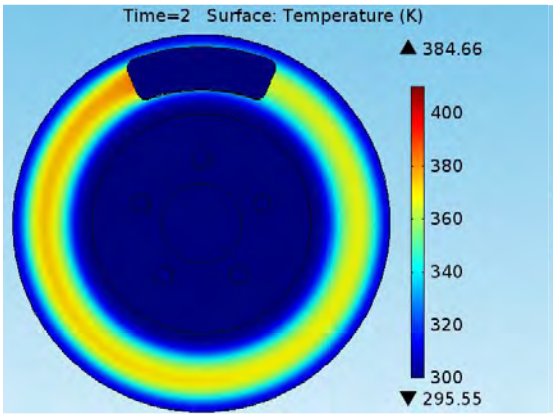


Рисунок 4.12

Температура за 2с

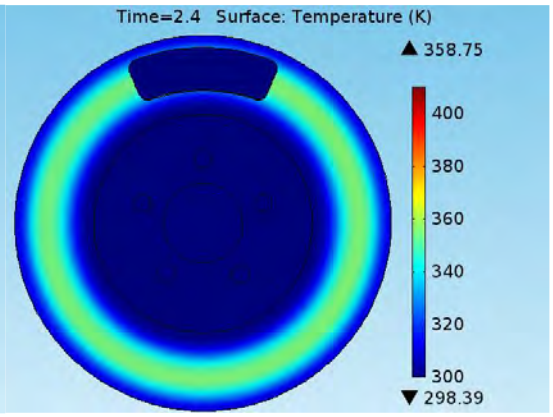


Рисунок 4.13

Температура за 2.4с

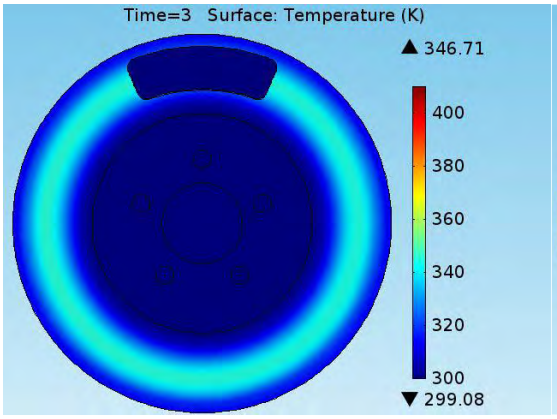


Рисунок 4.14

Температура за 3с

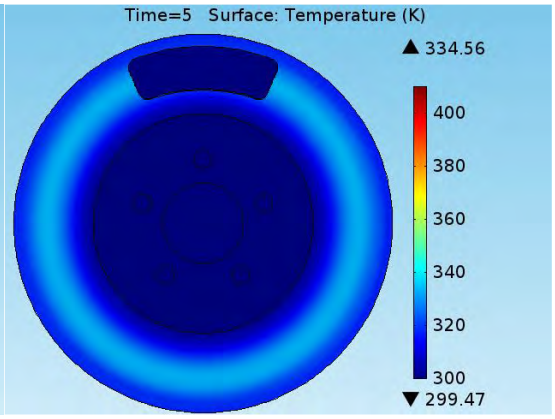


Рисунок 4.15

Температура за 5с

Вплив тривалості гальмування та початкової швидкості на максимальну температуру поверхні контакту (рис.4.16). Розсіювання тепла випромінювання збільшується через підвищення температури контактної поверхні (рис.4.17), у випадку гальмування від 35 м/с до 5 м/с за 2 секунди.

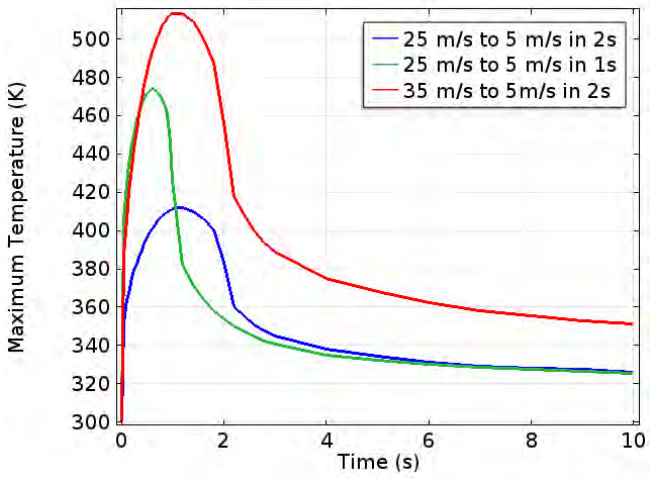


Рисунок 4.16 Вплив тривалості гальмування та початкової швидкості

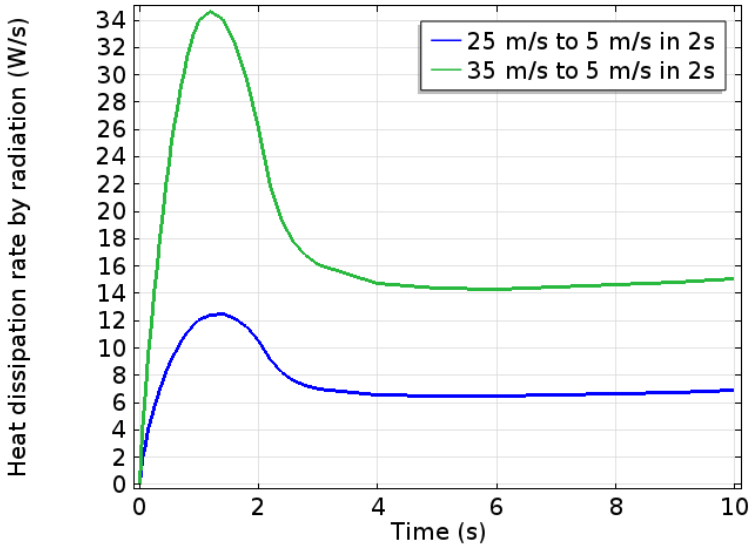


Рисунок 4.17 Розсіювання тепла випромінювання

У цьому дослідженні в COMSOL Multiphysics було проведено перехідний термічний аналіз дискового гальма під час гальмування та розмикання гальмівних колодок. В розділі вивчено вплив теплопередачі на диск ротора, колодки, болти та вал, конвекцією на поверхні колодок та диска та випромінювання поверхні колодок та диска. Встановлено, що більшість тепла передається за допомогою теплопровідності до диска ротора під час фази гальмування. Тепло також відводиться від поверхні диска конвекцією. Також продемонстровано вплив тривалості гальмування та початкової швидкості на максимальну температуру поверхні контакту. Встановлено, що жорстке гальмування призведе до підвищення температури.

4.2 Моделювання роботизованої системи в SolidWorks

У попередньому розділі вивчено вплив гальмування на ротор гальмівного диску. В результаті експлуатаційного терміну гальмівних дисків, через зчеплення с гальмівними колодками (та іншими факторами), гальмівні диски стираються. Особливо це проявляється під час набуття високих температур на роторі диску – матеріал стає більш крихким та піддатливим до стирання та появі дефектів.

У розділі 1.6 запропоновано роботизовану систему контролю, яка здатна з високою швидкістю контролювати гальмівні диски без участі оператора. Моделювання роботизованої системи контролю гальмівних дисків складається з двох підпунктів – створення алгоритму роботи та моделювання системи в SolidWorks.

Алгоритм роботи відображає послідовність дій системи. Модель в SolidWorks дозволяє побудувати та проаналізувати принцип роботи системи, перевірити алгоритм роботи та продемонструвати систему в роботі.

Рисунок 4.18 Алгоритм роботи

Спочатку система знаходиться в спокою. На моделі знаходяться, вже розраховані в розділі 3, осі X,Y,Z. Модель являє собою стойку, по осі Y якій рухається платформа за допомогою черв’ячної передачі. Платформа – одна з рухливих складових моделі. Являю собою напівзакритий корпус (для зменшення маси) в якому знаходиться двигун, вал, муфта і конічна передача. Виходом конічної передачі є вал, який крутить вісь Z, на якій закріплена платформа з датчиком. Рух датчика в межах платформи реалізовано за допомогою крокового двигуна, черв’ячної передачі і конічної передачі.

Рисунок 4.19 Початкове положення системи

Згідно з алгоритмом роботи, першим етапом є позиціонування двигуна на одній осі з вісь Z системи.

Рисунок 4.20 Позиціонування диску

Після позиціонування диску, платформа та вісь системи опускаються та кінець вісі поміщується у жолоб для жорсткого позиціонування. Якщо це не відбувається, система видає помилку та повертається у попереднє положення і очікує «правильного» позиціонування диску.

Після того, як вісь осі та вісь диску зівпали, датчик позиціонується на площині ротору гальмівного диску.

Рисунок 4.21 Підготовка платорфми

Після позиціонування диску, за допомогою обертання черв’ячної передачі здійснюється горизонтальні переміщення датчика по площині ротора.

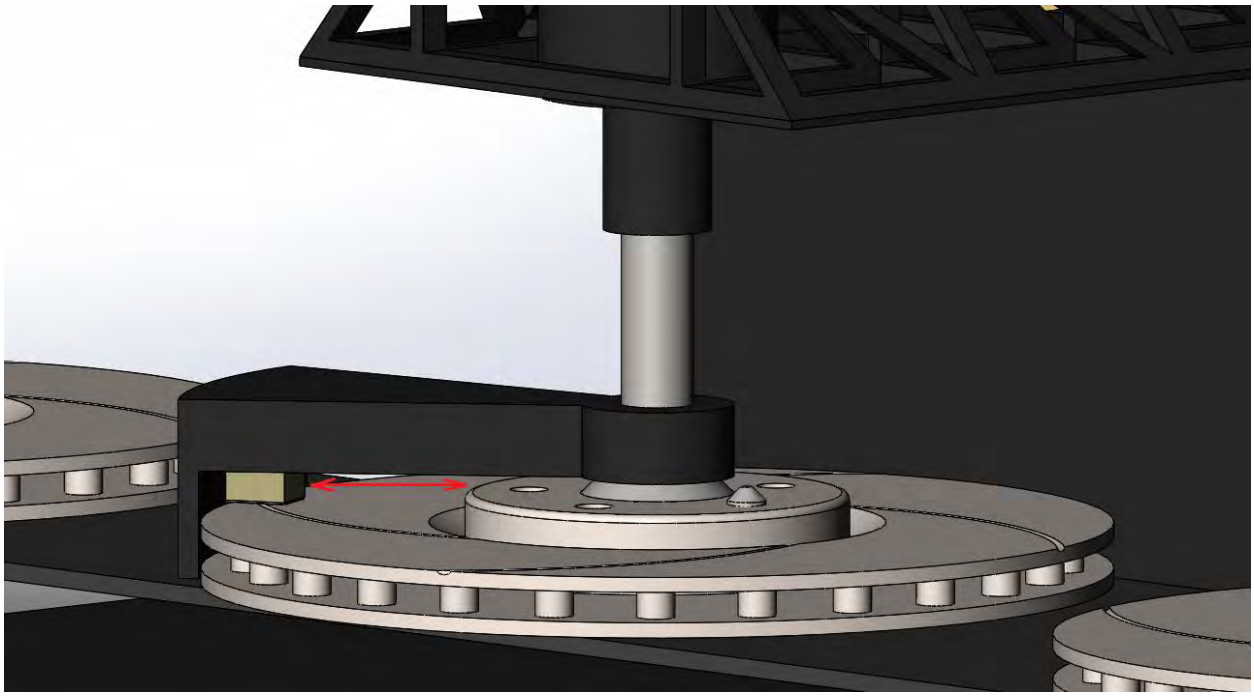


Рисунок 4.22 Горизонтальне переміщення датчика

Обертовий рух площини з датчиком забезпечує конічна передача, яка закріплена на платформі X.

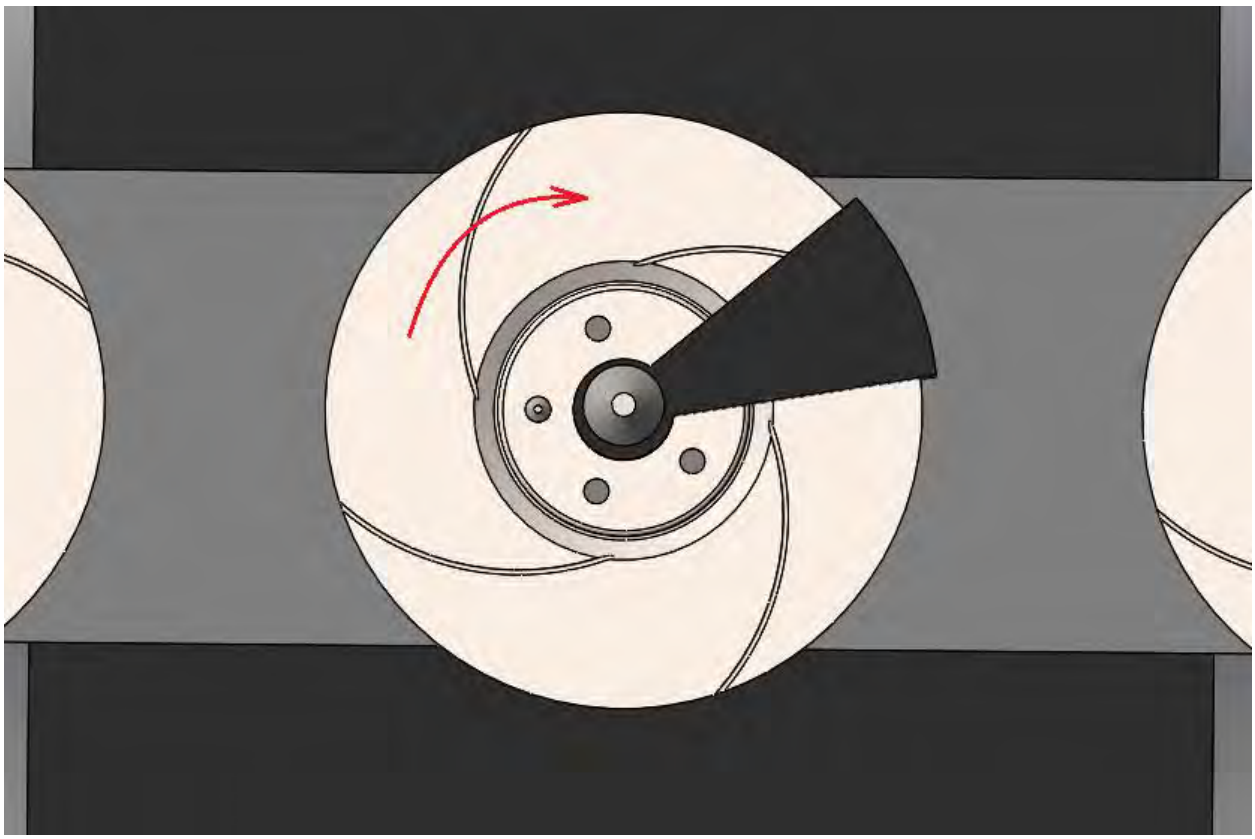


Рисунок 4.23 Кругове переміщення платформи

Після проведення контролю гальмівного диску платформа підіймається та повертається у своє початкове положення.

Висновок

Дане моделювання дозволяє оцінити ступінь нагріву матеріалу за різних гальмівних параметрів та спроектовано автоматизовану систему контролю гальмівних дисків та алгоритм її роботи.

5. РОЗРОБКА СТАРТАП ПРОЕКТУ

5.1 Опис ідеї проекту

Аналізуючи дані, які були розглянуті в попередніх розділах, було спроектовано роботизовано систему. В даному розділі аналізується стартап проект, можливості його виходу на ринок, масштабування і розвиток в подальшому при внесенні додаткових матеріалів та даних.

Таблиця 5.1. Опис ідеї стартап-проекту.

Зміст ідеї	*Напрямки застосування*	*Вигоди для користувача*
Створення автоматизованої системи контролю гальмівних дисків з алюмінію та чавуну	1. Створення системи з конвеєром для автоматизованого контролю об’єктів 2. Аналіз товщини об’єктів контролю 3. Можливість пере налаштування на різні деталі	1. Дозволяє виконати аналіз конструкції на міцність без виконання пробних тестів 2. Підвищення швидкості та збільшення достовірності контролю

Аналізуючи вищесказане, маємо аналітичні розрахунки акустичного датчика та проходження ультразвуку в матеріалах, розрахунки механіки та створено математичну модель системи, що дає можливість виконати аналіз товщини гальмівних дисків, с алюмінію і чавуну.

Далі виконано аналіз існуючих аналогів для виконання порівняльної характеристики та порівняння слабких та сильних сторін порівняно з конкурентами.

1. РОБОКОП
2. Krautkrämer
3. Krohne optisonic

Таблиця 5.2. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту.

№	*Техніко-економічні характеристики*	*(потенційні) товари/концепції конкурентів*				*W (Слабка сторона)*	*N (нейтральна сторона)*	*S (сильна сторона)*
		Мій проект	*Конкурент РОБОКОП*	*Конкурен Krautkrämer*	*Конкурент Krohne optisonic*			
1	Ціна системи	Середня	Середня	Висока	Висока		+	
2	Показники оптимізованого використання робочих центрів	Середня	Середня	Висока	Висока	+		
3	Складний алгоритм обрахунку	Ні	Ні	Так	Так		+	
4	Можливість відтворення контролю	Так	Ні	Ні	Ні			+
5	Можливість переналаштування	Так	Ні	Ні	Так			+

Після проведення аналізу були визначено сильні, слабкі та нейтральні сторони даного продукту в порівнянні з конкурентами, що показує можливість виходу на ринок і конкурування на ньому в вузькоспеціалізованій сфері.

5.2 Технологічний аудит ідеї проекту

В межах даного підрозділу проводимо аудит технології (методики розрахунків), за допомогою якої можна реалізувати ідею створення проекту. Визначення технологічної здійсненності ідеї проекту передбачає аналіз складових які вказані в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3. Технологічна здійсненність ідеї проекту

№	*Ідея проекту*	*Технології її реалізації*	*Наявність технологій*	*Доступність технологій*
1	Оптимізація роботи робочих центрів	Технологія планування виробництва	Наявні	Відносно доступні
2	Швидка змінна пріоритетів	Технологія планування виробництва	Наявні	Відносно доступні

	виготовлення			
3	Легка адаптивність до зміни виробів	Технологія планування виробництва	Наявні	Доступні

Проаналізувавши вищевказані дані, можемо з впевненістю сказати, що даний проект може бути реалізований. Для кращого проектування та реалізації програмного забезпечення необхідно долучити маркетолога то дизайнера.

5.3 Аналіз ринкових можливостей запуску проекту

В даному розділі буде визначено ринкові можливості та загрози, що можуть виникнути під час реалізації та завадити виходу проекту на ринок. Дана маніпуляція дасть змогу спланувати шляхи розвитку та мінімізувати проблемні моменти на шляху реалізації ідеї.

В першу чергу необхідно провести аналіз готовності ринку користуватись даним продуктом: наявність попиту, динаміку ринку, можливий обсяг використання продукту.

Таблиця 5.4 Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	7
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	2 000 000
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Закритий ринок
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Відсутні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	82%

Аналізуючи вищевказане, можна говорити про стабільний нормальний ринок для даної продукції, який з кожним роком набирає популярності за рахунок розширення сфер промисловості в яких використовується ультразвукова товщинометрія.

Далі визначимо потенційні групи клієнтів, їх характеристику, та зформуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи.

Таблиця 5.5 Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ п/п	*Потреба, що формує ринок*	*Цільова аудиторія(цільові сегменти ринку)*	*Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів*	*Вимоги споживачів до товару*
1	Базова потреба, яку задовольняє товар – аналіз структури матеріалу, визначення його характеристик та можливість його експлотування	Великі підприємства та заводи з конвеєрним типом	Точність розрахунків Автоматизована система контролю без участі оператора	До продукції: переналаштування на різні види об'єктів і збільшення послуг, що надаються Великий час експлуатації

Отже потенційними клієнтами можуть стати як великі підприємства так і дрібні з невеликими виробничими потужностями. Також ті підприємства, які мають бажання автоматизувати процес контролю гальмівних дисків.

Для подальшого аналізу проекту необхідно провести аналіз можливих загроз, що можуть негативно вплинути на реалізацію та вихід проекту на ринок.

Таблиця 5.6. Фактори загроз

№ п/п	*Фактор*	*Зміст загрози*	*Можлива реакція компанії*
1	Збут	Необхідні база збути для даної продукції	Налаштування каналів зв'язку з виробниками
2	Конкуренція	Наявність сильних конкурентів	Отримувати патенти та державні пільги для підтримки
3	Мала функціональність	Наявність невеликого функціоналу системи	Збільшення кількості інженерів та програмістів для розширення функціоналу
4	Кількість використання	Мала кількість покупців на вітчизняному ринку	Робота з малими підприємствами та виробниками

В таблиці 6 приведено зміст загроз та можливу реакцію компанії на їх виникнення. Визначено фактори загроз які перешкоджають ринковому впровадженню нашого проекту, а також можливу реакцію на фактор щоб звести до мінімуму його вплив.

Далі реалізовано таблицю можливостей.

Таблиця 5.7 Фактори можливостей

№ п/п	*Фактор*	*Зміст можливості*	*Можлива реакція компанії*
1	Вихід на великий ринок	Ринок динамічно розвивається	Збільшення потужності роботи
2	Конкуренція	Гравці на ринку являються великими корпораціями	Можливість співпрацювати з малими компаніями
3	Методика роботи	Зменшений функціонал	Наявність меншого функціоналу та менша плата чим в конкурентів
4	Економічний	Підтримка інноваційного виробництва	Можливо виграти гранти та хакатони

Фактори можливостей показують чи готовий ринок на даний момент використовувати дану продукцію і якою буде реакція компанії нарізні виникаючі проблеми.

Таблиця 5.8 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	*В чому проявляється дана характеристика*	*Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компа- нії, щоб бути конкурентоспроможною)*
1. Вказати тип конкуренції - олігополія	В газузі домінують декілька фірм	Якісна продукція, правильна цінова політика, висока якість обслуговування
2. За рівнем конкурентної боротьби - міжнародна	Конкуренція фірм на міжнародному рівні	Вихід на міжнародний ринок
3. За галузевою ознакою - міжгалузева	Підприємства працюють в межах декількох галузей	Додавання додаткових функцій за потребою клієнта
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-видова	Вартість залежить від ціни на матеріали та комплектуючі елементи	Реклама, простота в користуванні Додавання додаткових функцій за потребою клієнта, Пропозиція товару за більш низькою ціною
5. За характером конкурент- них переваг - нецінова	Характеризується якісними характеристиками програмного продукту	Якісна характеристика та додаткові дані при використанні
6. За інтенсивністю - марочна	Вказує, яке підприємство відповідальне за готовий продукт	Створення товарного знаку, який буде впізнаваний та легкий у запам’ятовуванні

В даній таблиці маємо можливість оцінити ринок збути та поверхневу здобути уяву про конкурентів та покупців даного виду продукції. Після

аналізу конкуренції проводиться детальний аналіз умов конкуренції в галузі.

Таблиця 5.9 Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Складові аналізу	*Прямі конкуренти в галузі*	*Потенційні конкуренти*	*Постачальники*	*Клієнти*	*Товари-замінники*
	РОБОСКОП, Krautkrämer, Krohne optisonic	Olimpus	Америка Європа	Автомобільні корпорації Контроль якості	Товщиноміри,дефектоскопи маніпулятори
Висновки:	Конкурентна інтенсивність є значною	Є можливість виходу на ринок Є можливість виходу на ринок за рахунок держзамовлень	Постачальники в основному диктують загальну роботу ринку	Клієнти частково диктують роботу ринку	Більш відомі компанії захоплюють ринок

Отже, можливіть виходу на ринок наявна, враховуючи те, що конкуренти являються великими компаніями. Обравши необхідну нішу, можна зайняти невелику частину роботи, що дозволить розвиватись і в перспективі конкурувати із великими компаніями. Сильною стороною проекту є вузьконаправленість та мала вартість на початковому етапі входження на ринок.

На основі аналізу конкуренції , а також із урахуванням характеристик ідеї проекту, вимог споживачів до товару та факторів маркетингового середовища визначено та обґрунтовано перелік факторів конкурентоспроможності.

Таблиця 5.10 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	*Фактор конкурентоспроможності*	*Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)*
2	Простота в експлуатації	Можливість експлуатації без спеціального навчання для клієнтів
3	Оновлення	Простота оновлення та зміни параметрів
4	Функціональність	Функціонально проста
6	Якість продукту	Висока якість продукту дозволить нам швидко закріпитись на ринку
	Ціна	Опрацювання відгуків клієнтів, вдосконалення відповідно до їх пропозицій та за можливості зниження ціни на продукт.
	Новизна	Нова технологія дозволяє стати конкурентоспроможними

Таблиця 5.11 Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін програмного продукту

№ п/п	*Фактор конкурентоспроможності*	*Бали 1-20*	*Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з … (назва підприємства)*						
			–3	*–2*	*–1*	*0*	*+1*	*+2*	*+3*
1	Простота в експлуатації	15					+		
2	Оновлення	15						+	
3	Функціональність	16					+		
4	Якість продукту	17						+	
5	Ціна	12				+			
6	Новизна	15					+		

Приведено аналіз сильних та слабких сторін, що дає уявлення про продукт та вказує на недоліки, а також що надійність, довговічність і час роботи, за таку ж саму ціну на продукт, дає перевагу над іншими продуктами і тому проект може стати конкурентоспроможнимна ринку. Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін. Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища.

Таблиця 5.12 SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: більший оптимізована програма, ніж у конкурентів; краща продуктивність; краща якість продукту; ціна така ж як і у конкурентів;	**Слабкі сторони:** продукт який ще не зарекомендував себе на ринку; так як на ринку багато постачальників, у клієнтів багатий вибір продукту, компанії необхідно проводити рекламу свого продукту і збільшувати кількість його постачальників
Можливості: потреба у збільшення надійності і довговічності інструменту, тим самим витіснити застарілий продукт із ринку; Зростання ринку Збільшення продажів Отримання замовлень на отримання послуг	**Загрози:** Велика межа входу Широкий асортимент продукції конкурентів Втрата клієнтів через недостатню технічну підтримку

На основі SWOT-аналізу розроблено альтернативи ринкової поведінки для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок.

Таблиця 5.13 Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Стратегія нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу	Висока	1 рік
2	Стратегія компенсації слабких сторін стартапу	Висока	1.5 року

Проводимо аналіз розроблених нами альтернатив ринкового впровадження із зазначених альтернатив обираємо ту яка має найбільшу ймовірність отримання ресурсів, а також є найшвидшою в реалізації. Отже обираємо стратегію нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу наявними ринковими можливостями.

5.4 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів .

Таблиця 5.14 Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	*Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів*	*Готовність споживачів сприйняти продукт*	*Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)*	*Інтенсивність конкуренції в сегменті*	*Простота входу у сегмент*
1	Державні підприємства	Готові	Середній попит	Висока	Середня
2	Приватні підприємства	Готові	Високий попит	Висока	Складна
Які цільові групи обрано: Державні та приватні підприємства. Використовується стратегія диференційованого маркетингу.					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів ми обрали цільові групи, для яких будемо пропонувати свою програму для оптимізації робочих центрів та визначили стратегію охоплення ринку: стратегію диференційованого

маркетингу, тому що працюємо із конкретним сегментом, розробляючи для нього програму ринкового впливу. Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку.

Таблиця 5.15 Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	*Обрана альтернатива розвитку проекту*	*Стратегія охоплення ринку*	*Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи*	*Базова стратегія розвитку**
1	Підсилення сильних сторін стартапу за рахунок ринкових можливостей	Передбачає надання товару важливого з точки зору споживача властивостей, які роблять товар відмінним від товарів конкурентів	Найкращі задіяні робочі центри, велика БД, виготовлення виробу в термін. Ціна така, як і у конкурентів	Стратегія диференціації

За базову стратегію розвитку обрано стратегію диференціації, що передбачає надання товару важливих з точки зору споживача відмінних властивостей, які роблять товар відмінним від конкурентів. Мета тут полягає в задоволенні потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти. Така стратегія може спиратися як на диференціацію, так і на лідерство по витратах, або і на те, і на інше, але тільки у рамках цільового сегменту.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки.

Таблиця 5.16 Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	*Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?*	*Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?*	*Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?*	*Стратегія конкурентної поведінки**
1	Проект не є «першопрохідцем»	Пошук нових користувачів із невеликою часткою залучення існуючих	В основному методологію розрахунку та концепцію схем	Стратегія заняття конкурентної ніші.

За основу для стратегії конкурентної поведінки обрано стратегію заняття конкурентної ніші, що визначає, що компанія в якості цільового ринку вибирає

один або декілька ринкових сегментів. Головна особливість – малий розмір сегменту. Ця конкурентна стратегія являється похідною від такої базової стратегії компанії, як концентрація. Головне завдання компанії при цьому – це постійна турбота про підтримку і розвиток своєї конкурентної переваги, формування лояльності і прихильності споживачів, підтримка вхідних бар'єрів.

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту, а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку та стратегії конкурентної поведінки розробляється стратегія позиціонування, що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект.

Таблиця 5.17 Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	*Вимоги до товару цільової аудиторії*	*Базова стратегія розвитку*	*Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту*	*Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)*
1	Висока оптимізація і вчасне виготовлення виробів	Стратегія диференціації	Краща якість ніж у конкурентів за такою ж ціною	Якість виконання Стратегія спеціалізації на окремому сегменті ринку Надійність Стабільність Точність

Компанія за стратегію розвитку обрала диференціацію, і за цільові групи було обрано державні та приватні підприємства, хоча у них вже є постачальники, але за рахунок нової технології компанія буде забирати клієнтів у конкурентів, і проводити підтримку та реалізовувати розвиток своєї конкурентної переваги.

5.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком під час розроблення маркетингової програми є формування *маркетингової концепції товару*, який отримає споживач.

Таблиця 5.18 Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	*Потреба*	*Вигода, яку пропонує товар*	*Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити*
1	Оновлення	Отримання подальшого і	Створення і впровадження оновлення програмного продукту

		своєчасного оновлення	
2	Функціональність	Зрозуміла у використанні	Зрозумілість у використанні профільним спеціалістом
3	Простота	Простота і зручність при користуванні	Інтуїтивно зрозуміла для користувача
4	Можливіть корегування	Можливість зміни вхідного коду для корегування та доповнення	Можливість зміни коду для корегування та налаштування
5	Потреба програмному забезпеченні для оптимізації робочих центрів, і виконання виготовлення виробів в термін	Задіяння всіх робочих центрів, виконання всіх поставлених задач в термін, швидке переналагодження системи виробництва	Постійна технічна підтримка та оновлення. Вдосконалення алгоритму розрахунків та його вдосконалення. Вдосконалення програми шляхом додавання нових можливостей і методів розрахунків.

За рахунок ключових переваг товару і стратегії диференціації, що передбачає надання товару важливих з точки зору споживача відмінних властивостей за такою ж ціною як і у конкурентів буде розроблено маркетингову програму стартап-проекту.

Таблиця 5.19 Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	*Сутність та складові*
I. Товар за задумом	Визначення допустимих навантажень на пластину виготовлену з композитного матеріалу, яка має декілька шарів з різним направленням волокон
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики
	1. Робот-маніпулятор 2. Зміна специфікації в залежності від поставленої задачі 3.Висока достовірність результатів (тести підкріплючі розрахунки) 4. Повторювані результати аналізу (за потреби)
	Якість: нормативи, параметри тестування(вподальшому), табличні дані
	Пакування: Картонна коробка із торгівельною маркою, назвою продукту і технічними характеристиками
	Марка: назва організації-розробника
III. Товар із підкріпленням	Розповсюдження реклами
	Акція, яка передбачає придбати кілька товарів за зниженою ціною
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від копіювання: Буде створено товарний знак і вподальшому – ліцінзіювання копій	

У трирівневій маркетинговій моделі товару вказано основні складові продукту, що входить до стартового пакету та яким чином відбуватиметься захист продукту від копіювання.

Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар, яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів.

Таблиця 5.20 Визначення меж встановлення ціни

№ п/п	*Рівень цін на товари-замінники*	*Рівень цін на товари-аналоги*	*Рівень доходів цільо- вої групи споживачів*	*Верхня та нижня межі вста-новлення ціни на то- вар/послугу*
1	300000 грн	200000 грн	Середній	100000-300000 грн

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення:

- проводити збут власними силами або залучати сторонніх посеред- ників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;

Таблиця 5.21 Формування системи збуту

№ п/п	*Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів*	*Функції збуту, які має виконувати постачаль- ник товару*	*Глибина каналу збуту*	*Оптимальна система збуту*
1	Звична купівля з деяким змінами, або модифікована закупівля. Вона передбачає придбання дещо змінених товарів (послуг), або зміну ціни на товар (послугу), або зміну кількості постачання).	Доставка товару покупцю, його встановлення та налаштування.	Канал нульового рівня	Власна система збуту. Виробник безпосередньо продає товар клієнту і використовує три способи прямого продажу - Торгівля через магазини - Посилкова торгівля

Спираючись на специфіку закупівельної поведінки цільових клієнтів було обрано власну систему збуту, коли виробник безпосередньо продає товар клієнту через торгівлю в магазинах та посилками. Також заглибину каналу збуту було обрано канал нульового рівня, тому що компанія хоче мати тісні контакти із споживачами на обмеженому цільовому каналі. Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових

комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів.

Таблиця 5.22 Концепція маркетингових комунікацій

№ п/п	*Специфіка поведінки цільових клієнтів*	*Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти*	*Ключові позиції, обрані для позиціонування*	*Завдання рекламного повідомлення*	*Концепція рекламного звернення*
1	Аналіз та відгуки	Пошта та телефон	Міцність композитної деталі	Донести ключові позиції проекту до ринку	Простота та зручність
2	Перегляд інформаційний ресурсів із потрібним якісним товаром за доступною ціною.	Інтернет ресурси, виставки, рекламні статті.	Послідовність у реалізації обраної позиції. Доступність та об'єктивність інформації про фірму та товар.	Інформаційне завдання про новий товар, та формування знань про марку та виробника.	Висока якість і Швидке виготовлення виробів.

Висока якість і швидке виготовлення виробів є головною концепцією товару, за рахунок яких він є конкурентоспроможним на ринку. Спираючись на специфіку закупівельної поведінки цільових клієнтів було обрано власну систему збуту, коли виробник безпосередньо продає товар клієнту. За ринкову поведінку буде прийнята стратегія зайняття конкурентної ніші, коли компанія в якості цільового ринку вибирає один або декілька ринкових сегментів малого розміру. Головне завдання компанії при цьому- це постійна турбота про підтримку і розвиток своєї конкурентної переваги, формування лояльності і прихильності споживачів, підтримка вхідних бар'єрів.

5.6 Висновки

Ринкова комерціалізація проекту опирається на наявний попит, динаміку ринку та рентабельність роботи на ринку. Клієнти на даному ринку зазвичай займаються звичною купівлею з деякими змінами, яка передбачає придбання дещо змінених товарів, або зміну ціни на товар, саме на це і розрахований даний стартап, так як за рахунок розробленої програми відбудеться покращення характеристик інструменту, він матиме кращі властивості при роботі порівняно із товарами конкурентів. Проект являтиметься конкурентноспроможним при

внесені деяких коректив і його маштабуванні, що дасть можливість конкорувати із лідерами у відповідному напрямку. Впровадження на основі заняття конкретної ніші дозволить зконцентруватися на необхідних параметрах продукту і компаніях, що будуть його використовувати та виконати доробки, що дадуть змогу швидше імплементувати продукт у роботу даних корпорацій.

Спираючись на специфіку закупівельної поведінки цільових клієнтів і розробивши власну систему збуту є хороші перспективи впровадження даного продукту на ринок. Бар'єром входження на ринок є достатнья кількість товарів-аналогів, але порівняно із ними дана програма має швидке переналагодження системи, високу достовірність результатів, високу швидкість роботи за рахунок чого він може стати конкурентоспроможним на ринку.

Отже даний продукт можливо впровадити на ринок, за рахунок його направлення та сильних сторін, що дасть змогу конкорувати з наявними конкурентами.

ВИСНОВОК

В роботі проведено аналіз структури гальмівної системи та окремих її механізмів. Проаналізовано основні їх дефекти. На цій основі сформульовано та обґрунтовано систему контролю, а саме роботизовану систему контролю гальмівних дисків.

Розраховано ультразвуковий датчик, як один із можливих варіантів контролю гальмівних дисків. Розраховано його характеристики при контролі з різними матеріалами, акустичний та електроакустичний тракт та, відповідно, підібрано компоненти електричної схеми.

Розраховано механічну складову роботизованої системи контролю гальмівних дисків. Обрано механізми та складові системи, які ввійшли до складу робота. Розраховано габарити кожної з ланок, які відповідають за своє переміщення в межах робочої ділянки, обрано для них крокові двигуни та допоміжні елементи.

Виконано моделювання виділення та розсіювання тепла гальмівної системи, а саме гальмівних дисків та колодок, як найбільш навантажених під час, що дозволило дійти до висновку, що стоншення диску, як основна деформація, відбувається при різних температурах за дії різних факторів.

Виконано моделювання роботизованої системи контролю гальмівних дисків у SolidWorks, що дозволило продемонструвати алгоритм та послідовність роботи системи.

Отримані дані можуть бути використані для створення промислових роботизованих систем ультразвукового неруйнівного контролю виробів різного призначення.

Без доопрацювання система передбачає можливість використання датчиків неруйнівного контролю інших видів. Використання методів неруйнівного контролю у дослідженні одного об’єкту контролю дозволяє підвищити вірогідність контролю.

ЛІТЕРАТУРА

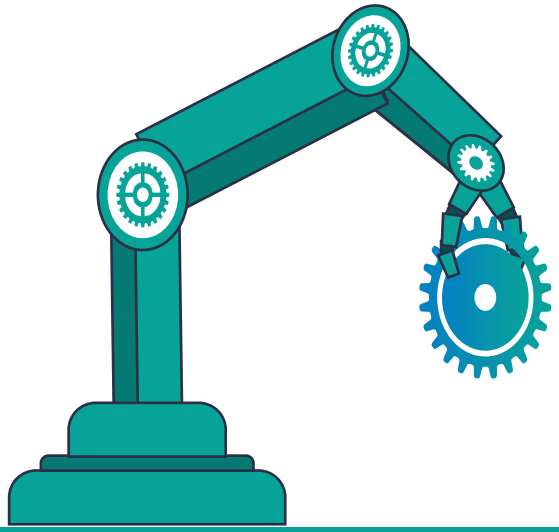
1. Форнальчик Є.Ю., Оліскевнч М.С., Мастикаш ОЛ., Пельо Р.А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник. - Львів: Афіша, 2004.-492 с.
2. Егоров О.Д. Прикладная механика мехатронных устройств / О.Д. Егоров; М.: ФГБОУ ВПО МГТУ “СТАНКИН”, 2013. - 229 с.
3. ДСТУ 2947-94 Автотранспортні засоби. Підвіски автомобілів. Терміни та визначення
4. Герасимов В.Г. и Клюев В.В. Методы и приборы электромагнитного контроля промышленных изделий – 1983.
5. Цапенко В.К. Основи ультразвукового неруйнівного контролю : Підручник / В.К. Цапенко, Ю.В. Куц. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. - 448 с.
6. Альошин Н.П., Щербинський В.Г. Радіаційна, ультразвукова та магнітна дефектоскопія металовиробів. – М.: Вищ.шк. 1991. – 271 с.
7. Егоров О.Д. Конструирование механизмов роботов / О.Д. Егоров; М.: ФГБОУ ВПО МГТУ “СТАНКИН”, 2012. - 444 с.
8. Основы проектирования машин: учебное пособие / И.Ф. Дьяков, В.Я. Недоводеев, В.Н. Демокритов, А.В. Олешкевич. – Изд. 2-е, перераб. И доп. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – 127 с.
9. Неруйнівний контроль та діагностика: Довідник / В.В. Клюєв, Ф.Р. Соснін, А.В. Ковальов та ін.; Під ред. В.В. Клюєва. 2-е вид., випр.. та доп. – М.: Машинобудування, 2003. 656 с.
10. Теоретичні основи ультразвукового неруйнівного контролю: Електронне мережне навчальне видання, Р.М.Галаган – К.:НТУУ”КПІ”, 2019 – 263с
11. Методы акустического контроля металлов. Под ред. Н.П. Алешина. Машиност-роение, М., 1989.-456с.
12. Доммаркас В.И., Кажис Р-И.Ю. Контрольно-измерительные пьезоэлектрические преобразователи. Минтис, Вильнюс, 1975.-255с.

13. Крауткремер И., Крауткремер Г. Ультразвуковой контроль материалов. Справочник. Металлургия, М., 1991.-752с.
14. Ультразвуковые преобразователи для неразрушающего контроля. Под ред.И.Н.Ермолова. Машиностроение, М., 1986.-280с.
15. Кірієнко О.А. Прикладна механіка: навчальний посібник для студ. ВНЗ / О.А.Кірієнко, В.І.Коломієць ; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К. : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с. : іл.
16. Кірієнко О.А. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник для студентів ВНЗ / О.А.Кірієнко ; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К. : НТУУ «КПІ», 2013. – 232 с. : іл. 1
17. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. – Москва: Мир, 1977. – 518с
18. Szargut Jan. Technical thermodynamics // Wydawnictwo Naukove. – Warszawa, 1991. – 543p. (in Polish)
19. C.H. Gao, X.Z. Lin, “Transient temperature field analysis of a brake in a non-axisymmetric three-dimensional model”, Journal of Materials Processing Technology V. 129, pp 513– 517 (2002).
20. Voller G.P. , M Tirovic, R Morris and P Gibbens, “Analysis of automotive disc brake cooling characteristics”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering V 217: pp 657 (2003).

ДОДАТКИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Приладобудівний факультет
Кафедра приладів і систем неруйнівного
контролю

Роботизована система контролю гальмівних дисків



Студент:
Цимбал В.Є.
Науковий керівник:
Асистент кафедри ПСНК
Дугін О.Л.

Мета, об’єкт та предмет дослідження

Мета дослідження:
Метою дослідження є розробка універсальної автоматизованої системи контролю гальмівних дисків.

- Виконати моделювання роботизованої системи
- Розробити комплексну систему контролю
- Дослідити вплив факторів на нагрів гальмівних дисків

Об’єкт дослідження:
Процес автоматизованого неруйнівного контролю гальмівних дисків засобами ультразвукового та вихрострумового датчика за роботизованої системи контролю гальмівних дисків.

Предмет дослідження:
Методи та засоби автоматизованого контролю тормозних дисків за допомогою роботизованої системи контролю гальмівних дисків

Наукова новизна та практична цінність роботи

Новизна:

- Запропоновано систему контролю гальмівних дисків. Розраховано її геометричні характеристики, підібрано елементи електричної схеми.
- Моделювання. Створено модель системи в SolidWorks. Описаний принцип її роботи.
- Сформульовано загальні вимоги до систем роботизованого контролю виробів.

Практична цінність:

Розроблення методики контролю гальмівних дисків, опрацювання сигналів УЗ, вибір компонентів схеми та моделювання відповідно поставленого завдання

Основні дефекти тормозних дисків

Стоншення та нерівномірності ротору тормозного диску

Тріщина в області ротору тормозного диску

Тріщина основної частини тормозного диску

Викривлення тормозного диску

Основні методи для контролю

Основними методами для контролю тормозних дисків є ультразвуковий, вихрострумовий та візуальний контроль.

Вихрострумовий

Вихрострумовий контроль застосовується для контролю ротору тормозного диску. Вихрострумовим контролем можно реєструвати підповерхневі дефекти на поверхні ротору

Акустичний

Акустичний контроль застосовується контролю ротору та центральної частини гальмівного диску. Товщини дисків придатні для УЗ контролю.

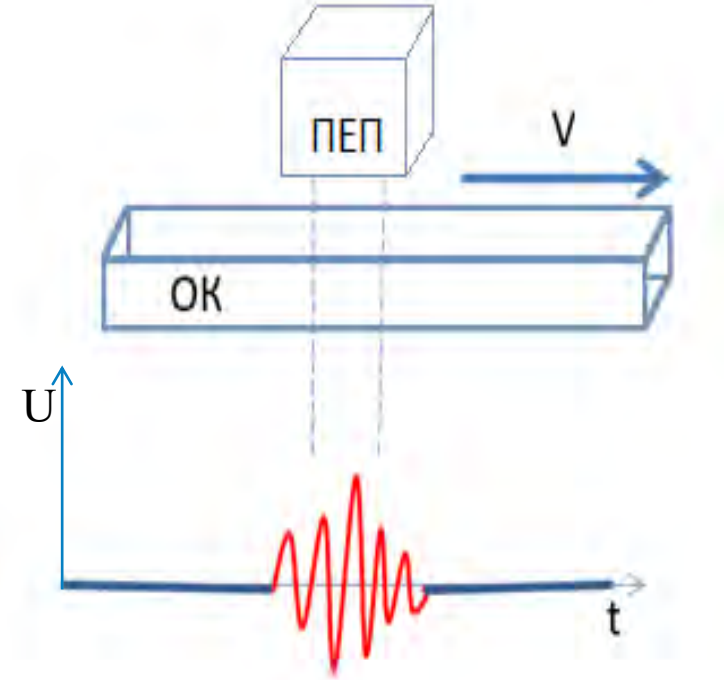
Візуальний

Візуальний контроль є універсальним для контролю товщини ротору, для виявлення тріщин на ободі та в центральній частині диску. Але цей метод не є швидким та достовірним.

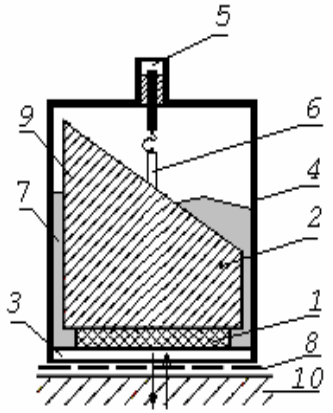
Ультразвуковий контроль дисків

В магістерській дисертації, для проведення УЗК, використовується прямий перетворювач, який забезпечує випромінювання в об’єкт контролю, а також сприймання пружних хвиль, під кутом 90^0 до поверхні ОК, який контактує з перетворювачем

УЗ датчик в SolidWorks



Схематичне представлення формування сигналу



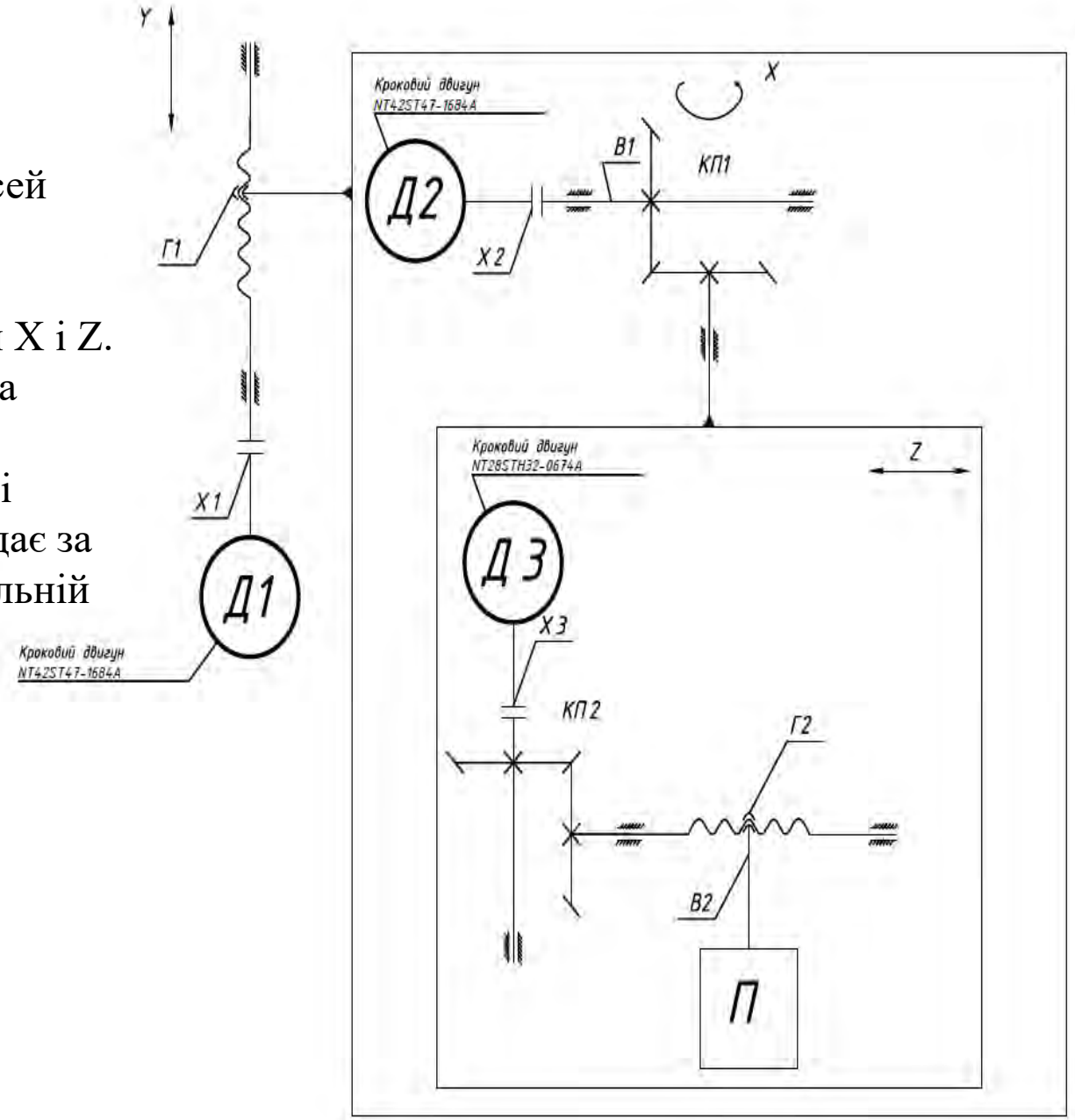
Складові датчику

Кінематична схема

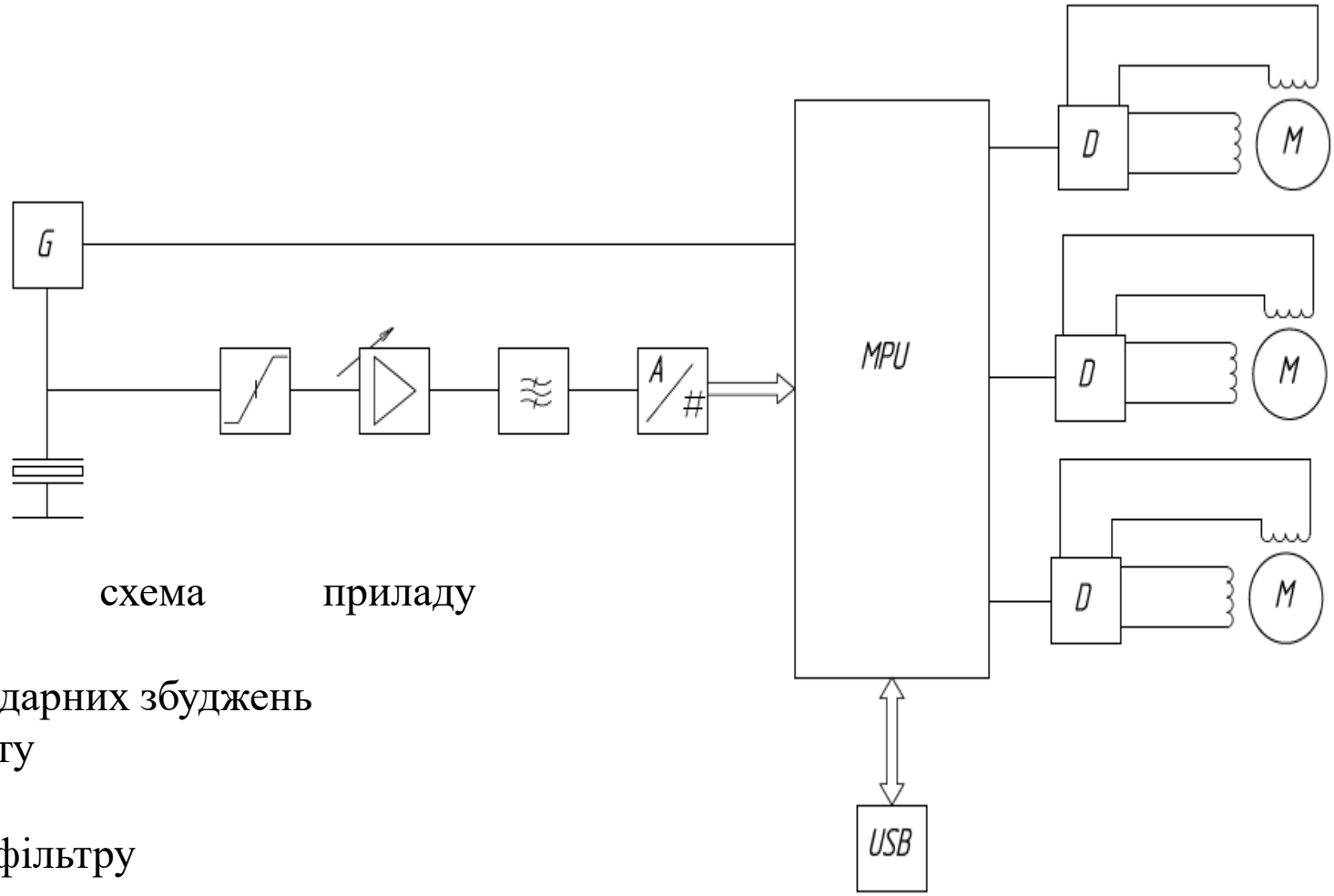
Прилад складається з 3-х ланок : осей X,Y,Z. По осі Y здійснюється переміщення, за рахунок гвинтової передачі, на якій тримаються ланки X і Z. Ланка X передає крутний момент на конічну передачу за рахунок якої здійснюється обертання навколо осі об’єкту контролю. Ланка Z відповідає за переміщення датчика по горизонтальній осі, для контролю всієї площини.

Позначення на схемі :

- X1,X2,X3 – муфти
- Г1,Г2 – гвинтові передачі
- В1,В2 – вали
- КП1,КП2 – конічні передачі
- Д1, Д2, Д3 – крокові двигуни
- П – пьезоперетворювач



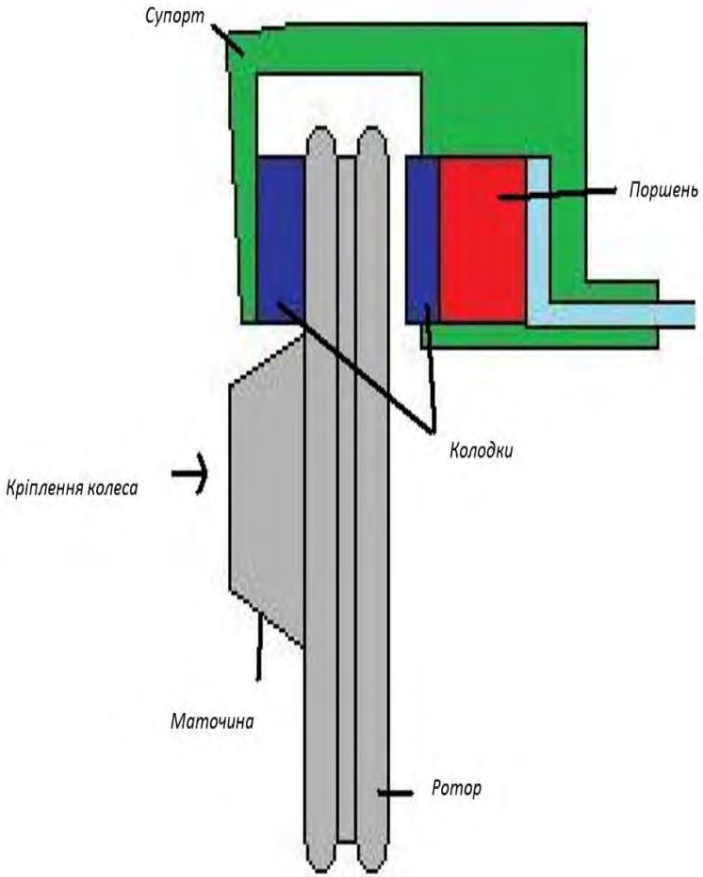
Функціональна схема приладу



Функціональна схема приладу складається з :

1. Генератора ударних збуджень
2. Схеми захисту
3. АРП
4. Полосового фільтру
5. АЦП
6. Мікроконтролера
7. Драйверів для крокових двигунів
8. Крокових двигунів

Нагрів гальмівних дисків

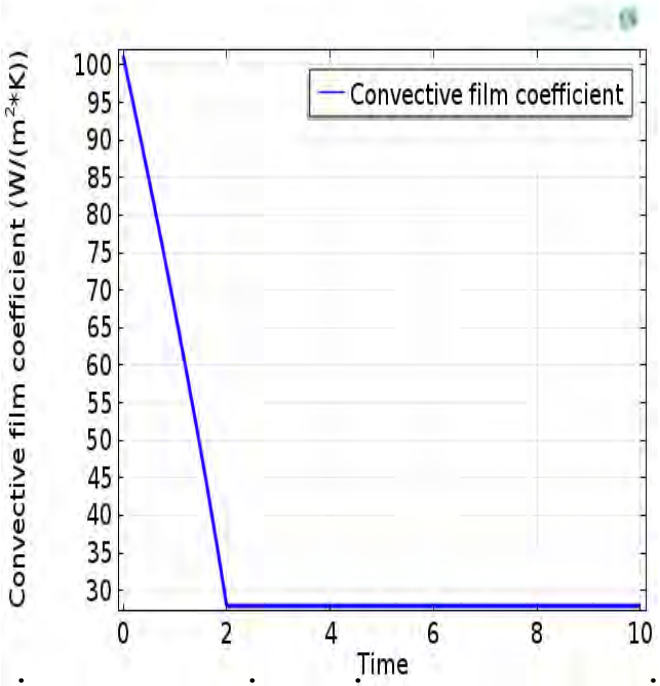


Складові гальмівної системи

$$p \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(-k\nabla T) = -p \cdot C_p \cdot u \cdot \nabla T$$

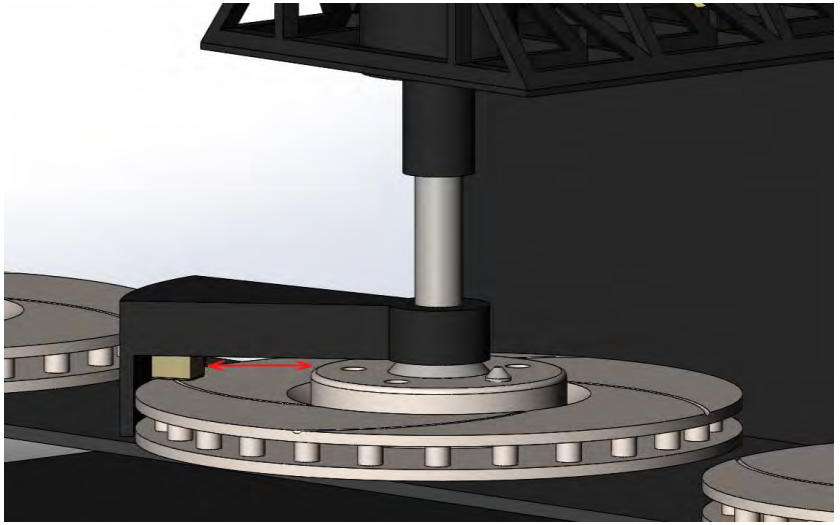
$$q(r,t) = -f_t \cdot v_d(r,t) = -\frac{mR\alpha}{8r_m A} \cdot r\omega(t)$$

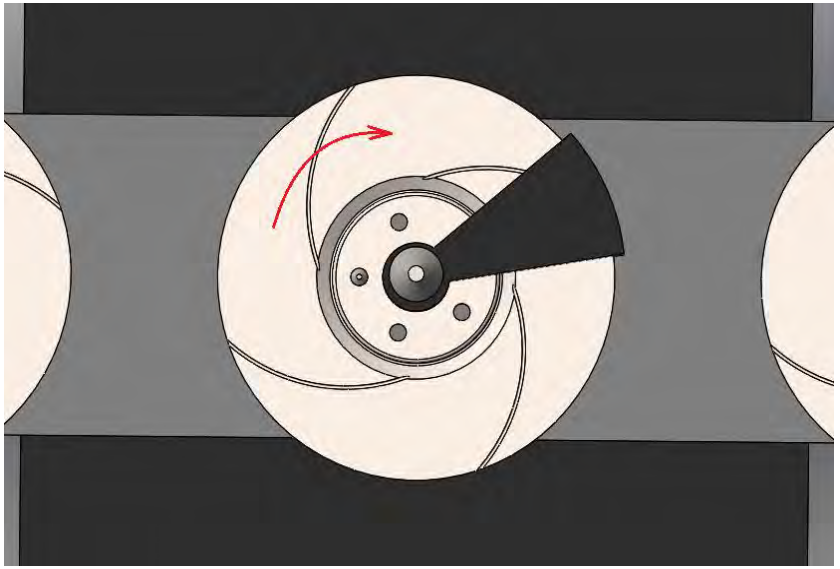
$$q_{diss} = -h \cdot (T - T_{ref}) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T^4{}_{ref})$$



Коефіцієнт тепловіддачі протягом періоду гальму

Модель у SolidWorks





Висновки

- В роботі проведено аналіз структури гальмівної системи та окремих її механізмів
- Сформульовано та обґрунтовано систему контролю, а саме роботизовану систему контролю гальмівних дисків.
- Розраховано ультразвуковий - його характеристики при контролі з різними матеріалами, акустичний та електроакустичний тракт та, відповідно, підібрано компоненти електричної схеми.
- Розраховано механічну складову роботизованої системи контролю гальмівних дисків. Обрано механізми та складові системи.
- Виконано моделювання виділення та розсіювання тепла гальмівної системи що дозволило дійти до висновку, що стоншення диску, як основна деформація, відбувається при різних температурах за дії різних факторів.
- Виконано моделювання роботизованої системи контролю гальмівних дисків у SolidWorks, що дозволило продемонструвати алгоритм та послідовність роботи системи.
- Отримані дані можуть бути використані для створення промислових роботизованих систем ультразвукового неруйнівного контролю виробів різного призначення.
- Без доопрацювання система передбачає можливість використання датчиків неруйнівного контролю інших видів. Використання методів неруйнівного контролю у дослідженні одного об’єкту контролю дозволяє підвищити вірогідність контролю.