

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено:

В.о.завідувача кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

« ____ » _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Конструювання та дизайн машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Стійка підвіски з електромагнітним розвантаженням»

Виконав:

Студент III курсу, групи МК-п31

Галій Віталій Миколайович _____

Керівник:

в.о. завідувача кафедри, професор, доктор технічних наук

Саленко Олександр Федорович _____

Рецензент:

к.т.н., доцент кафедри технології машинобудування

Кореньков Володимир Миколайович _____

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____ Київ – 2026 року

Київ – 2026 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Конструювання та дизайн машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ Олександр САЛЕНКО

«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Галій Віталій Миколайович

1. Тема проєкту «Стійка підвіски з електромагнітним розвантаженням», керівник проєкту Саленко Олександр Федорович, в.о. завідувача кафедри, професор, доктор технічних наук, затверджені наказом по університету №2019-с від 01.06.2026 р.

2. Термін подання студентом проєкту _____

3. Вихідні дані до проєкту _____

4. Зміст пояснювальної записки _____

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) _____

6. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка

Студент

Віталій Галій

Керівник

Олександр Саленко

РЕФЕРАТ

Об'єкт розроблення — конструкція, система керування та технологія виготовлення лінійного електромагнітного актуатора активної підвіски легкового автомобіля.

Мета роботи — розробка високоефективної електромагнітної стійки (типу Макферсон) для забезпечення максимальної плавності ходу, компенсації кренів кузова, підвищення керованості транспортного засобу та реалізації функції рекуперації кінетичної енергії коливань в електричну, а також проектування економічно доцільного технологічного процесу виготовлення силового штока.

Методи досліджень та розробок: методи теоретичної механіки, теорії електромагнітного поля, основи технології машинобудування, САПР (3D-моделювання та аналіз напружень в середовищі Autodesk Inventor).

У **першому розділі** виконано техніко-економічне обґрунтування, проаналізовано сучасні конструкції активних систем підвіски (Bose, Audi eROT) та проведено патентний пошук. У **другому розділі** розроблено загальну компоновку лінійного синхронного актуатора. Обґрунтовано застосування шихтованого магнітопроводу на 18 пазів, системи з 6 неодимових магнітів (NdFeB) та описано апаратне забезпечення системи керування (радари, камери, LVDT-датчики). У **третьому розділі** проведено інженерні розрахунки на міцність, визначено об'єм заливального компаунду та розраховано моменти затягування відповідальних різьбових з'єднань (до 85 Н·м для обтискання мідного ущільнення). У **четвертому розділі** описано процес 3D-моделювання деталей та складальних одиниць. У **п'ятому розділі** спроектовано технологічний процес виготовлення центрального силового штока зі Сталі 40X. Обґрунтовано вибір обладнання (сучасні багатоцільові верстати з ЧПК), розраховано режими різання та норми часу (штучно-калькуляційний час чистової операції склав 1,61 хв).

Практичне значення одержаних результатів полягає у створенні технологічного та енергоефективного мехатронного вузла, готового до впровадження у сучасні 48-вольтові автомобільні архітектури, з високим ступенем локалізації виробництва деталей на вітчизняному обладнанні з ЧПК.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АКТИВНА ПІДВІСКА, ЕЛЕКТРОМАГНІТНА СТІЙКА, ЛІНІЙНИЙ АКТУАТОР, НЕОДИМОВИЙ МАГНІТ, РЕКУПЕРАЦІЯ ЕНЕРГІЇ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, ТОКАРНА ОБРОБКА З ЧПК, МЕХАТРОНІКА.

ABSTRACT

The subject of this research is the design, control system and manufacturing technology of a linear electromagnetic actuator for the active suspension of a passenger car.

The aim of the work is to develop a highly efficient electromagnetic strut (McPherson type) to ensure maximum ride comfort, compensate for body roll, improve vehicle handling and implement the function of recovering kinetic energy from vibrations as electrical energy, as well as to design a cost-effective manufacturing process for the power rod.

Research and development methods: methods of theoretical mechanics, electromagnetic field theory, fundamentals of mechanical engineering technology, and CAD (3D modelling and stress analysis using Autodesk Inventor).

The first chapter presents a technical and economic justification, analyses current designs of active suspension systems (Bose, Audi eROT) and carries out a patent search. The second chapter develops the general layout of a linear synchronous actuator. It justifies the use of an 18-slot laminated magnetic core and a system comprising six neodymium magnets (NdFeB), and describes the hardware components of the control system (radars, cameras, LVDT sensors). The third chapter presents engineering strength calculations, determines the volume of the potting compound and calculates the tightening torques for critical threaded connections (up to 85 N·m for crimping the copper seal). The fourth chapter describes the process of 3D modelling of parts and assemblies. In the fifth chapter, the manufacturing process for the central power rod made from 40X steel is designed. The choice of equipment (modern multi-purpose CNC machine tools) is justified, and cutting parameters and time standards are calculated (the standard time for the finishing operation was 1.61 minutes).

The practical significance of the results obtained lies in the creation of a technologically advanced and energy-efficient mechatronic assembly, ready for implementation in modern 48-volt automotive architectures, with a high degree of localisation in the production of components using domestic CNC machinery.

KEYWORDS: ACTIVE SUSPENSION, ELECTROMAGNETIC STRUT, LINEAR ACTUATOR, NEODYMIUM MAGNET, ENERGY RECOVERY, MANUFACTURING PROCESS, CNC TURNING, MECHATRONICS.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	13
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ.....	15
1.1. Аналіз конструктивних особливостей пасивних та активних систем автомобільної підвіски	15
1.2. Огляд сучасних конструкцій електромагнітних актуаторів та амортизаторів у автомобілебудуванні.....	18
1.3. Патентний огляд технічних рішень у галузі лінійних електромагнітних систем демпфування	21
1.4. Постановка інженерної задачі та обґрунтування розробки конструкції стійки з електромагнітним актуатором.....	24
2. КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА ВУЗЛА СТІЙКИ ПІДВІСКИ.....	27
2.1. Опис загальної компоновки та принципу дії спроектованої стійки підвіски типу Макферсон	27
2.2. Конструктивне виконання активної зони лінійного синхронного актуатора.....	29
2.2.1. Обґрунтування геометрії статора: вибір конфігурації на 18 пазів та 19 проставок.....	29
2.2.2. Конструкція шихтованого магнітопроводу з пластин для мінімізації втрат від вихрових струмів	32
2.3. Проектні рішення щодо силових та пружних елементів підвіски	34
2.3.1. Конструкція нижнього важеля та обойми шарової опори.....	34
2.3.2. Геометрія та параметри бочкоподібної пружини	35

2.3.3. Конструктивне виконання та топологія магнітної системи рухомого штока (якоря)	37
2.3.4. Конструкція верхнього ущільнювально-напрямого вузла та системи вентиляції статора	39
2.3.5. Конструкція та інтеграція верхньої опори підвіски з опорним підшипником	42
2.3.6. Конструкція та модернізація нижньої опорної чашки пружини...	44
2.4. Обґрунтування та вибір конструкційних, еластичних та електротехнічних матеріалів вузла	45
2.5. Принцип дії та апаратне забезпечення системи керування стійкою..	48
2.5.1. Базовий принцип функціонування (Електромеханіка).....	48
2.5.2. Система живлення та рекуперації енергії	49
2.5.3. Сенсорна мережа та алгоритм керування.....	49
3. РОЗРАХУНКОВО-ПЕРЕВІРОЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ	52
3.1. Розрахунок параметрів обмотки та геометричних характеристик паза статора актуатора.....	52
3.1.1. Визначення кількості витків, діаметра емаль-проводу та коефіцієнта заповнення вікна міддю	53
3.1.2. Розрахунок пазової ізоляції та параметрів вакуумного нагнітального просочення котушок	55
3.1.3. Врахування неробочих (буферних) зон магнітопроводу:	57
3.2. Розрахунок моментів затягування відповідальних різьбових з'єднань	58
3.2.1. Розрахунок моменту затягування нижньої фіксуючої гайки.....	59
3.2.2. Розрахунок моменту затягування кришки корпусу.....	59

4. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНЬ ТА РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ (MSE).....	61
4.1. Підготовка моделі до розрахунку	61
4.2. Налаштування граничних умов	61
4.3. Обґрунтування та задання розрахункових навантажень	62
4.4 Методика виставлення сили	64
4.5. Аналіз результатів моделювання напружено-деформованого стану .	65
4.5.1 Аналіз еквівалентних напружень (за критерієм фон Мізеса)	65
4.5.2 Аналіз переміщень (деформацій)	67
4.5.3 Аналіз коефіцієнта запасу міцності	68
5. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	71
5.1. Аналіз призначення та технологічності конструкції деталі.....	71
5.1.1. Аналіз технологічності конструкції.....	72
5.1.2. Кількісний аналіз технологічності конструкції	73
5.2. Визначення типу та організаційної форми виробництва	75
5.2.1. Вихідні дані для розрахунку	75
5.2.2. Розрахунок такту випуску	75
5.2.3. Обґрунтування типу виробництва.....	76
5.2.4. Визначення розміру партії деталей.....	76
5.2.5. Вибір організаційної форми виробництва.....	77
5.3. Вибір методу отримання заготовки та її проєктування	77
5.3.1. Аналіз можливих методів отримання заготовки	78
5.3.2. Розрахунок розмірів заготовки.....	78
5.3.3. Розрахунок маси заготовки та оформлення ескізу	79

5.4. Вибір технологічних баз та розробка маршрутного технологічного процесу	80
5.4.1. Вибір технологічних баз	80
5.4.2. Розробка маршрутного технологічного процесу	82
5.5. Розрахунок припусків на механічну обробку	84
5.5.1. Обґрунтування методу розрахунку та вибір поверхні	84
5.5.2. Встановлення технологічного маршруту обробки поверхні	85
5.5.3. Визначення міжперехідних припусків та розмірів	85
5.6. Розрахунок режимів різання	87
5.6.1. Вихідні дані для розрахунку	87
5.6.2. Розрахунок глибини різання (t)	88
5.6.3. Вибір подачі (S)	88
5.6.4. Розрахунок швидкості різання (V)	88
5.6.5. Розрахунок частоти обертання шпинделя (n)	89
5.6.6. Перевірка потужності різання	90
5.7. Розрахунок норм часу	90
5.7.1. Розрахунок основного (технологічного) часу (T_o)	91
5.7.2. Визначення допоміжного часу (T_v)	91
5.7.3. Розрахунок оперативного часу (T_{op})	92
5.7.4. Час на обслуговування робочого місця та відпочинок	92
5.7.5. Розрахунок штучного часу ($T_{ш}$)	93
5.7.6. Розрахунок штучно-калькуляційного часу ($T_{шк}$)	93
5.8. Вибір засобів технологічного оснащення	93
5.8.1. Верстатне обладнання	94
5.8.2. Верстатні пристрої (базування)	94

5.8.3. Різальний інструмент.....	95
5.8.4. Вимірювальний інструмент	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	97
ДОДАТКИ	
.....	100

ВСТУП

Актуальність проєкту. Сучасний етап розвитку автомобільної техніки, що супроводжується активним переходом до екологічного комерційного та пасажирського електротранспорту, вимагає суттєвого перегляду конструктивного виконання базових вузлів шасі. Одним із найважливіших елементів автомобіля, який безпосередньо впливає на плавність ходу, стійкість, керованість та безпеку руху, є підвіска. Класичні пасивні системи підвіски автомобілів (наприклад, типу Макферсон) із гідравлічними амортизаторами та механічними пружинами мають обмежені можливості адаптації, оскільки їхні параметри є фіксованими та являють собою постійний компроміс між комфортом пасажирів і жорсткістю керування.

Перспективним інженерним рішенням у світовому автомобілебудуванні є впровадження активних систем підвіски з електромагнітним розвантаженням. Інтеграція трифазного лінійного синхронного електродвигуна в конструкцію амортизаційної стійки дозволяє створити швидкодіючий актуатор, здатний відпрацьовувати дорожні нерівності за лічені мілісекунди. Окрім динамічного гасіння коливань кузова, така конструкція здатна працювати в режимі генерації, рекуперуючи кінетичну енергію ударів і вібрацій у бортову мережу електромобіля, що підвищує його загальну енергоефективність.

Проектування такого інноваційного вузла є складною технічною задачею, яка вимагає раціонального просторового компоновання електромагнітних елементів у обмеженому просторі колісної арки, точного розрахунку параметрів обмоток, обґрунтування вибору новітніх електротехнічних і конструкційних матеріалів, а також забезпечення високої міцності силових деталей підвіски при мінімальних масо-габаритних показниках.

Мета проєкту: спроектувати конструкцію автомобільної стійки підвіски типу Макферсон з інтегрованим трифазним лінійним електромагнітним актуатором, виконати комплекс її конструкторських, електродинамічних та

перевірочних розрахунків, обґрунтувати параметри геометрії й матеріалів та розробити елементи технологічного процесу виготовлення її силових елементів.

Для досягнення поставленої мети у дипломному проєкті вирішено такі завдання:

1. Виконати аналіз існуючих технічних рішень у галузі активних та адаптивних автомобільних систем демпфування та провести патентний огляд лінійних електромагнітних актуаторів.

2. Розробити конструктивно-компонувальні та геометричні рішення стійки підвіски з інтегрованим лінійним актуатором для забезпечення заданого ходу штока.

3. Виконати інженерний розрахунок параметрів активної зони статора актуатора (визначити кількість пазів, товщину проставок, параметри обмотки, діаметр емаль-проводу та коефіцієнт заповнення паза).

4. Обґрунтувати вибір конструкційних, еластомірних та електротехнічних матеріалів для вузлів підвіски, зокрема застосування шихтованого магнітопроводу статора з окремих пластин для зниження втрат від вихрових струмів.

5. Створити комплексну тривимірну параметричну модель вузла підвіски в зборі та його оригінальних деталей у середовищі САПР Autodesk Inventor.

6. Провести перевірочний розрахунок напружено-деформованого стану (FEA-аналіз) силових елементів підвіски під дією граничних динамічних навантажень та оцінити їхню міцність за критерієм Мізеса.

7. Розробити маршрутний технологічний процес механічної обробки однієї зі складних деталей вузла, виконати розрахунок режимів різання.

Об'єкт проєктування: автомобільна стійка підвіски типу Макферсон.

Предмет проєктування: конструктивне виконання, геометричні параметри, матеріали, обмотувальні характеристики та напружено-деформований стан елементів стійки підвіски з інтегрованим трифазним лінійним електромагнітним актуатором.

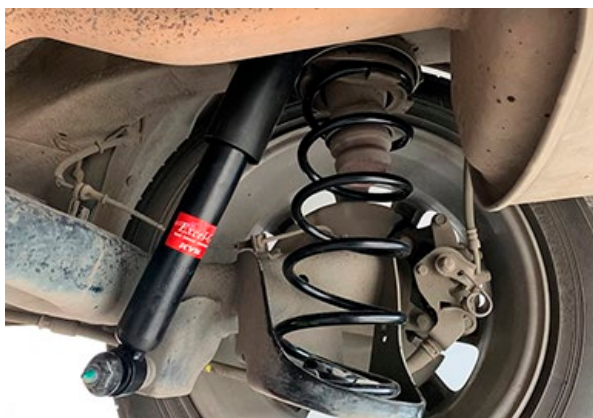
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ

1.1. Аналіз конструктивних особливостей пасивних та активних систем автомобільної підвіски

Підвіска транспортного засобу є однією з найважливіших систем шасі, яка виконує функції пружного зв'язку між кузовом (або рамою) автомобіля та його колесами. Головне завдання підвіски полягає у перетворенні, пом'якшенні та поглинанні динамічних навантажень, що виникають під час руху по нерівностях дорожнього покриття, а також у забезпеченні постійного контакту коліс із дорогою для реалізації тягових і гальмівних зусиль.

За принципом дії та здатністю змінювати свої характеристики під час експлуатації, системи підвіски класифікують на пасивні, напівактивні та активні.

Пасивні системи підвіски Переважна більшість сучасних автомобілів масового сегмента оснащується пасивними системами підвіски. До їхнього складу входять пружні елементи (циліндричні або бочкоподібні пружини, ресори, торсіони) та демпфувальні пристрої (гідравлічні або газонаповнені телескопічні амортизатори). Принцип дії пасивного амортизатора базується на дроселюванні робочої рідини через систему клапанів: кінетична енергія коливань кузова та коліс перетворюється на теплову енергію гідравлічної рідини та безповоротно розсіюється в навколишнє середовище.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Типові конструкції пасивних підвісок автомобілів [16; 17]:
а – пружинна; б – ресорна



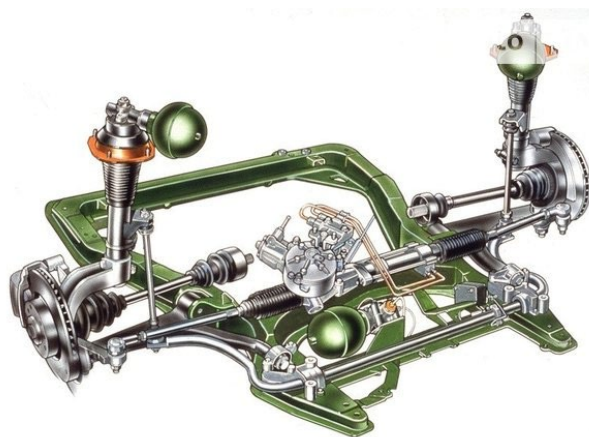
Рисунок 1.2 – Загальна будова торсіонної підвіски [21]

Головним недоліком пасивних систем є неможливість зміни їхніх характеристик у процесі руху. Конструктори змушені шукати компроміс між комфортом та керованістю. М'яка підвіска (з низькою жорсткістю пружин та слабким демпфуванням) добре поглинає нерівності, але призводить до значних кренів у поворотах і «клевків» під час гальмування. Жорстка підвіска покращує керованість, проте суттєво знижує віброакустичний комфорт і збільшує динамічні навантаження на елементи шасі.

Напівактивні (адаптивні) системи підвіски Напівактивні системи частково вирішують проблему пасивних підвісок шляхом динамічної зміни опору амортизаторів. Це реалізується за допомогою електромагнітних клапанів, що змінюють прохідний переріз для гідравлічної рідини, або шляхом використання магнітореологічної рідини, в'язкість якої змінюється під дією магнітного поля (наприклад, системи Magnetic Ride). Такі системи здатні адаптуватися до дорожніх умов за частки секунди, зменшуючи крени кузова. Проте вони залишаються виключно демпфувальними пристроями — вони здатні лише розсіювати енергію і не можуть генерувати зусилля, направлене проти руху штока, або самостійно змінювати дорожній просвіт.



а)



б)

Рисунок 1.3 – Конструкції напівактивних (адаптивних) систем підвіски [19; 20]: а – пневматична підвіска; б – гідропневматична підвіска

Активні системи підвіски Активна підвіска відрізняється наявністю виконавчих механізмів (актуаторів), які здатні не лише поглинати енергію ударів, а й цілеспрямовано вводити енергію в систему, створюючи контрольоване силове зусилля. Донедавна найбільш поширеними були гідропневматичні та електрогідравлічні активні підвіски. Вони забезпечують високий рівень комфорту, але характеризуються високою інерційністю гідравлічних контурів, складністю конструкції, наявністю насосів високого тиску та ризиком витіку робочої рідини.

Сучасним вектором розвитку є електромагнітні активні підвіски. У таких системах роль класичного гідравлічного амортизатора виконує лінійний електродвигун. До основних конструктивних та експлуатаційних переваг електромагнітних систем належать:

1. *Надвисока швидкодія:* час реакції лінійного електродвигуна на зміну дорожнього профілю становить 1–5 мілісекунд, що значно перевищує показники гідравлічних аналогів. Це дозволяє колесу "огинати" перешкоди практично без передачі зусилля на кузов.
2. *Відсутність гідравлічних рідин:* конструкція позбавлена проблем із закипанням, спінюванням або замерзанням робочого тіла при екстремальних температурах.

3. *Незалежне керування*: можливість індивідуального створення тягового або гальмівного зусилля на кожному колесі для повного усунення кренів та тангажу автомобіля.

4. *Рекуперація енергії*: під час руху по нерівностях лінійний актуатор здатний працювати в генераторному режимі, перетворюючи кінетичну енергію вертикальних переміщень штока на електричну енергію, яка повертається до високовольтної батареї транспортного засобу.

Таким чином, аналіз конструктивних особливостей показує, що перехід від пасивних систем демпфування до активних електромагнітних актуаторів є технічно обґрунтованим кроком. Це дозволяє подолати традиційний компроміс між керованістю та комфортом, а також підвищити загальну енергоефективність сучасних електромобілів, що робить розробку конструкції електромагнітної стійки актуальним інженерним завданням.

1.2. Огляд сучасних конструкцій електромагнітних актуаторів та амортизаторів у автомобілебудуванні

Розвиток інтелектуальних систем шасі призвів до появи нового класу виконавчих механізмів — електромагнітних та електромеханічних актуаторів, які здатні повністю або частково замінити традиційні гідравлічні амортизатори. Аналіз світового досвіду показує, що розробки в цій галузі ведуться у двох основних напрямках: використання лінійних електродвигунів (пряма дія) та використання роторних електродвигунів із механічними перетворювачами руху.

Система лінійної електромагнітної підвіски Bose (Bose Suspension System) Найвідомішим та історично найважливішим прикладом використання лінійних електромагнітних актуаторів є проєкт компанії Bose. У цій системі на кожному колесі замість класичної стійки встановлено потужний лінійний синхронний електродвигун. Конструктивно такий актуатор складається зі статора (нерухомої частини з багатофазними обмотками, закріпленої на кузові) та якоря (рухомого штока з постійними неодимовими магнітами, з'єднаного з важелем підвіски). Система керується потужним підсилювачем, який миттєво

змінює полярність та силу струму в котушках, змушуючи шток втягуватися або висуватися. Завдяки високій швидкодії, підвіска Bose дозволяла автомобілю пересуватися по глибоких нерівностях без передачі вібрацій на кузов і навіть «перестрибувати» перешкоди. Проте ця система не пішла в масове виробництво через надмірну вагу, високу вартість та значне енергоспоживання в пікових режимах.

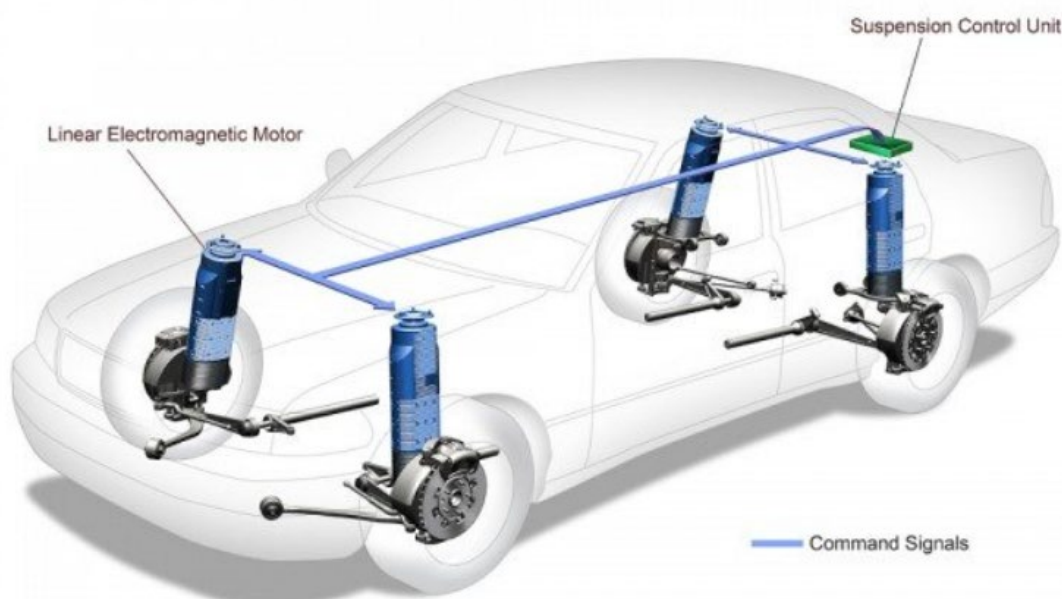


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд та компоновання електромагнітної стійки підвіски системи Bose [13]

Технології компанії ClearMotion Компанія ClearMotion, яка придбала патенти Bose, пішла шляхом оптимізації масо-габаритних показників. Їхня флагманська розробка — система Activalve (електрогідравлічний гібрид), але компанія також активно розвиває повністю електромагнітні стійки (ClearMotion1). Вони використовують компактніші лінійні безколекторні двигуни, інтегровані всередину пружини стійки Макферсон. Окрім активного демпфування, система здатна працювати як генератор, повертаючи частину енергії від ударів назад в акумулятор, що робить її економічно доцільною для сучасних електромобілів.

Електромеханічна роторна підвіска Audi e-rot Альтернативний підхід до конструювання електромагнітних систем демпфування запропонувала компанія

Audi у своєму концепті «e-rot» (electromechanical rotary damper). На відміну від лінійних стійок, інженери Audi використали класичний роторний генератор змінного струму. Вертикальні коливання колеса передаються через систему важелів на зубчасту передачу, яка перетворює поступальний рух на обертальний і крутить ротор генератора. Опір обертанню (демпфування) регулюється програмно шляхом зміни електричного навантаження на генератор. Головна перевага такої системи — компактність (мотор розташовується горизонтально на підрамнику) та висока ефективність рекуперації. На дорогах із поганим покриттям система e-rot здатна генерувати від 150 до 613 Вт електроенергії.

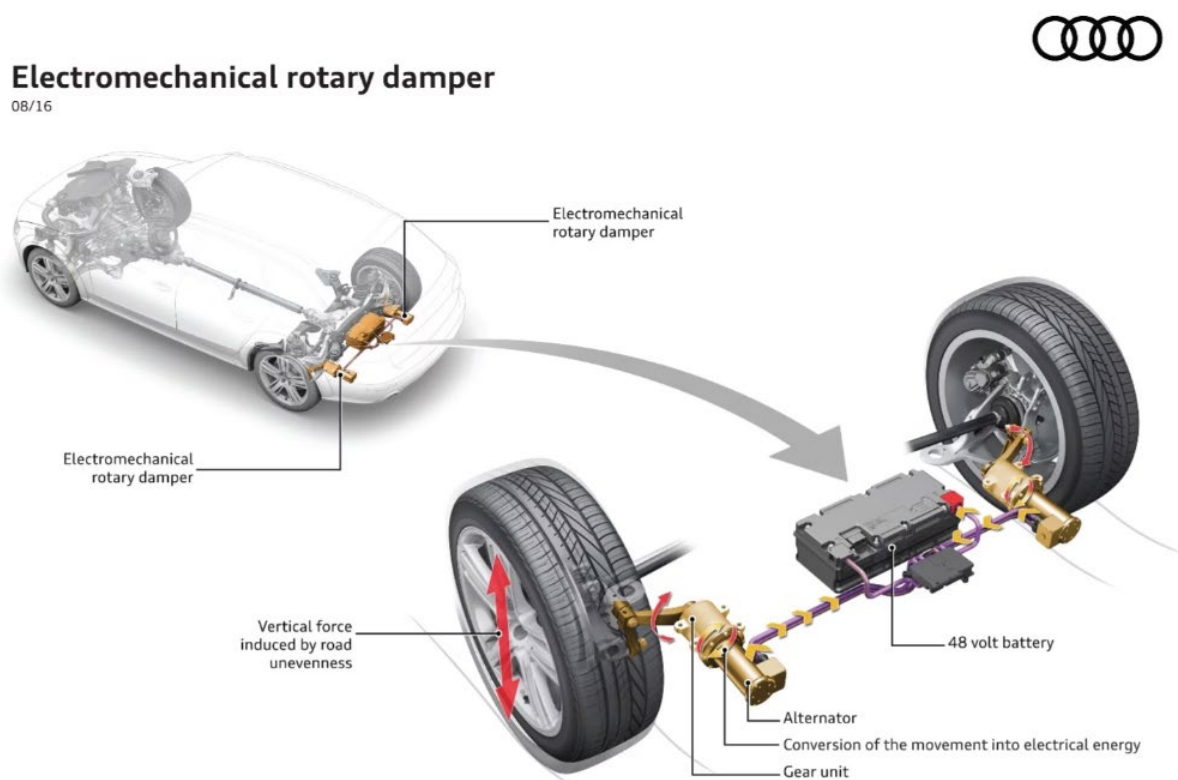


Рисунок 1.5 – Горизонтальне компонування системи e-rot на задній осі автомобіля [14]

Системи з магнітореологічною рідиною (Magnetic Ride) Як проміжну, але дуже поширену ланку в автомобілебудуванні варто відзначити адаптивні амортизатори Delphi/MagneRide (застосовуються в Audi, Cadillac, Chevrolet). У них відсутні складні системи клапанів. Замість звичайної оливи використовується суспензія з мікроскопічними феромагнітними частинками. У поршень амортизатора вбудована електромагнітна котушка. При подачі струму

частинки вишиковуються вздовж силових ліній магнітного поля, миттєво збільшуючи в'язкість рідини та жорсткість підвіски. Однак, ця система є напівактивною: вона здатна лише змінювати опір і не може генерувати енергію чи підіймати кузов.

Висновки щодо огляду Аналіз світових розробок свідчить, що системи з роторними двигунами (типу Audi e-rot) є зручними з точки зору компонування, але потребують наявності складної механічної передачі (редуктора), що знижує загальну надійність та вносить механічні втрати (тертя, люфти).

Лінійні синхронні електромагнітні актуатори (типу Bose) є найбільш досконалими з точки зору кінематики, оскільки зусилля передається прямолінійно без проміжних механізмів, забезпечуючи нульові затримки в керуванні. Саме прямий лінійний привід є найбільш перспективним для застосування у стійках типу Макферсон для комерційного та легкового транспорту, що підтверджує доцільність обраного напрямку даного дипломного проекту.

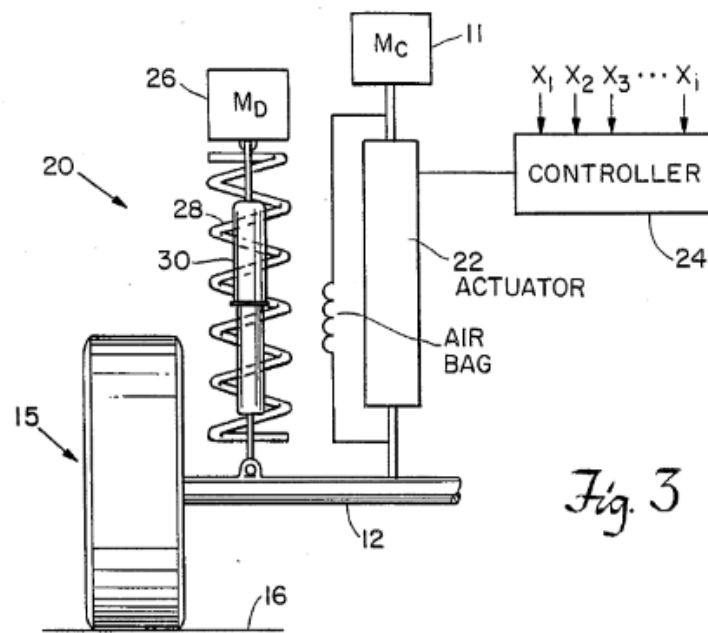
1.3. Патентний огляд технічних рішень у галузі лінійних електромагнітних систем демпфування

Патентний пошук є невід'ємною складовою конструкторського проектування. Він дозволяє проаналізувати тенденції розвитку об'єкта розробки, перейняти ефективні інженерні рішення та уникнути недоліків існуючих конструкцій. Для аналізу було відібрано ключові патенти, що описують застосування лінійних електродвигунів та електромагнітних актуаторів у системах автомобільної підвіски.

1. Патент US4981309A (США) «Active suspension system» (Винахідник: Amar G. Bose) Цей патент є базовим та історично значущим для створення повністю активних електромагнітних підвісок. У документі описується система, де традиційний гідравлічний вузол повністю замінено на лінійний електродвигун.

- *Особливості конструкції:* Статор із багатofазними обмотками кріпиться до кузова транспортного засобу, а рухомий шток (якір) із постійними магнітами з'єднаний із важелем колеса. Система передбачає використання потужного підсилювача для миттєвої зміни напрямку та сили струму.

- *Недоліки, виявлені під час аналізу:* Запропонована в патенті конструкція має значні габарити статора та велику масу міді, що суттєво збільшує масу невідвіснених частин автомобіля.



Умовні позначки:

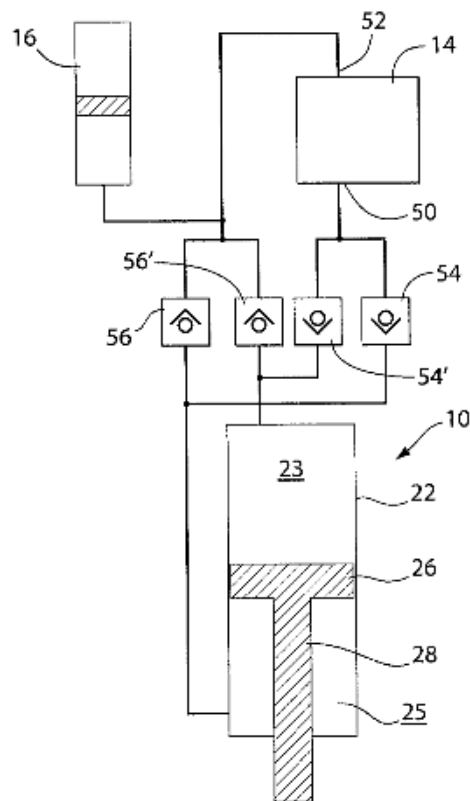
- 11 — Відвіснена маса автомобіля (кузов), позначена як M_c .
- 12 — Напрямний елемент підвіски (нижній важіль або вісь), що зв'язує невідвіснену масу.
- 15 — Колесо автомобіля (невідвіснена маса).
- 16 — Опорна поверхня (дорожнє покриття).
- 20 — Вузол активної підвіски в зборі.
- 22 — Електромагнітний актуатор (лінійний двигун), що створює активне зусилля.
- 24 — Електронний контролер (блок керування).
- 26 — Інерційна маса (M_D) динамічного гасника коливань (Tuned Mass Damper).
- 28 — В'язкий демпфер (міні-амортизатор) динамічного гасника коливань.
- 30 — Пружний елемент (пружина) динамічного гасника коливань.
- $X_1, X_2 \dots X_i$ — Вхідні керуючі сигнали від датчиків (переміщення, прискорення тощо).
- AIR BAG — Пневматична пружина (пневмо балон), яка встановлюється паралельно для утримання статичної ваги кузова автомобіля.

Рисунок 1.6 - Патент US4981309A

2. Патент US8839920B2 (США) «Active electromagnetic slip ring suspension» (Компанія: Levant Power Corp / ClearMotion) Даний патент описує

більш сучасний підхід до конструювання електромагнітних стійок, орієнтований на енергоефективність та інтеграцію у стандартні колісні арки.

• *Особливості конструкції:* У патенті запропоновано компактний лінійний генератор-актуатор, який встановлюється коаксіально (співвісно) всередині пружини підвіски. Головний акцент зроблено на топології магнітного кола, що дозволяє демпферу працювати в режимі рекуперації: під час стискання стійки від дрібних нерівностей кінетична енергія перетворюється на електричну і повертається у високовольтну батарею.



Умовні позначки:

- **10** — Гідролінійний циліндр / Амортизатор (основний виконавчий механізм).
- **14** — Блок перетворення енергії (зазвичай гідромотор, з'єднаний з електричним генератором).
- **16** — Гідроаккумулятор (компенсує зміну об'єму рідини, викликану рухом штока).
- **22** — Корпус циліндра.
- **23** — Поршнева (верхня) камера.
- **25** — Штокова (нижня) камера.
- **26** — Поршень.
- **28** — Шток поршня.
- **50, 52** — Гідролінійні магістралі (порти підключення до блоку перетворення енергії).
- **54, 54'** — Зворотні клапани першої групи (пропускають потік рідини лише в одному напрямку).
- **56, 56'** — Зворотні клапани другої групи.

Рисунок 1.7 – Патент US8839920B2

3. Патенти щодо конструкції шихтованих магнітопроводів у лінійних приводах (наприклад, US6879063B2 «Linear motor with laminated stator») Низка патентних рішень у галузі тягових лінійних електродвигунів присвячена вирішенню теплових проблем.

- *Особливості конструкції:* При проходженні змінного магнітного потоку через суцільний сталевий статор виникають значні вихрові струми Фуко, що призводить до критичного перегріву стійки та втрати потужності. Для вирішення цієї проблеми в патентах обґрунтовується використання статора, набраного з тонких, ізольованих одна від одної пластин електротехнічної сталі.

Висновки з патентного огляду: Аналіз світової патентної документації засвідчує, що використання лінійних електромагнітних актуаторів є найбільш досконалим технічним рішенням для активних систем підвіски. Більшість захищених рішень стосуються загальних схем компонування та електронних алгоритмів керування.

Водночас питання оптимізації внутрішньої геометрії пазів статора лінійного двигуна та підвищення коефіцієнта заповнення вікна міддю для умов жорстких масо-габаритних обмежень залишаються відкритими для подальшого інженерного вдосконалення.

1.4. Постановка інженерної задачі та обґрунтування розробки конструкції стійки з електромагнітним актуатором

На основі проведеного аналізу конструкцій (підрозділи 1.1–1.2) та огляду патентної документації (підрозділ 1.3) можна зробити висновок, що найбільш перспективним напрямком модернізації ходової частини сучасного транспорту є використання систем активного демпфування на базі лінійних синхронних електродвигунів. Однак, незважаючи на наявність принципових схем, практична реалізація таких вузлів стикається з низкою суворих масо-габаритних, теплових та електромагнітних обмежень, які потребують детального конструкторського опрацювання.

Постановка інженерної задачі Головною інженерною задачею даного дипломного проєкту є розробка повноцінної робочої конструкції автомобільної стійки підвіски типу Макферсон із вбудованим трифазним лінійним електромагнітним актуатором.

У процесі конструювання необхідно вирішити такі технічні підзадачі:

1. Забезпечити інтеграцію лінійного актуатора в габарити стандартної колісної арки автомобіля, зберігши необхідний робочий хід штока та загальну кінематику підвіски.

2. Розробити геометрію магнітопроводу статора, яка забезпечить максимальну концентрацію магнітного потоку при мінімальних втратах енергії на паразитні вихрові струми.

3. Розрахувати оптимальні параметри пазів статора для забезпечення максимального коефіцієнта заповнення вікна міддю з урахуванням технологічних зазорів під електроізоляцію.

Обґрунтування обраних конструктивних рішень Для успішного виконання поставленої задачі в проєкті приймаються та обґрунтовуються наступні концептуальні конструкторські рішення:

- Використання шихтованого магнітопроводу. Класичною проблемою електромагнітних стійок є критичний перегрів статора через виникнення струмів Фуко під час проходження змінного магнітного поля через суцільний метал. Для вирішення цієї проблеми обґрунтовано застосування шихтованого сердечника. Сталеві проставки статора проєктуються у вигляді набору з 8 ізольованих електротехнічних пластин товщиною по 0,5 мм (загальна товщина проставки — 4,0 мм). Це дозволить розірвати контури вихрових струмів та забезпечити стабільний тепловий режим актуатора.

- Оптимізація активної зони. Для забезпечення необхідного тягового зусилля та ходу підвіски, загальну висоту активної зони статора зафіксовано на рівні 220 мм. Зважаючи на вимогу симетрії трифазного двигуна, такий простір дозволяє ідеально розмістити 19 шихтованих проставок та 18 пазів для котушок.

- Геометрія паза та обмотки. Висота паза під обмотку приймається рівною 8,0 мм, а радіальна глибина — 9,2 мм. Такі параметри обґрунтовані необхідністю укладання 56 витків (7 витків у шарі, 8 шарів) емаль-проводу марки ПЕТВ-2 номінальним діаметром 1,0 мм. Дана геометрія залишає чітко розрахований технологічний допуск у 0,44 мм по висоті паза, що є критично важливим для укладання двосторонньої пазової плівкової ізоляції ПЕТ-Е без ризику пошкодження лаку об гострі краї шихтованих пластин під час намотування.

- Застосування технології вакуумного просочення. З огляду на високі вібраційні навантаження в підвісці автомобіля, обґрунтовується необхідність використання технології вакуумно-нагнітального просочення (VPI) зібраного статора епоксидним компаундом. Це перетворить систему котушок та шихтованих пластин на єдиний монолітний вузол.

- Підтвердження міцності методами САПР. Враховуючи відповідальність вузла Макферсон, геометричні параметри силових кронштейнів та важеля будуть перевірені за допомогою чисельного моделювання (FEA-аналізу) в середовищі Autodesk Inventor на стійкість до граничних навантажень (режим "пробою" підвіски).

Висновок до першого розділу Перехід від традиційної гідравліки до запропонованої конструкції лінійного актуатора з шихтованим магнітопроводом дозволить отримати швидкодіючу систему демпфування з можливістю рекуперації енергії.

2. КОНСТРУКТОРСЬКА РОЗРОБКА ВУЗЛА СТІЙКИ ПІДВІСКИ

2.1. Опис загальної компоновки та принципу дії спроектованої стійки підвіски типу Макферсон

Спроектований вузол передньої підвіски виконано за класичною незалежною схемою типу Макферсон (MacPherson), яка суттєво модернізована шляхом повної заміни традиційного гідравлічного телескопічного амортизатора на інтегрований високодинамічний трифазний лінійний синхронний електромагнітний актуатор. Така компоновка дозволяє зберегти простоту, компактність та кінематичні переваги базової підвіски, забезпечуючи при цьому активне керування вертикальними силами у колісній арці.

Компоновочні рішення вузла Загальна просторова компоновка спроектованої стійки включає такі основні конструктивні елементи:

1. *Зовнішній напрямний циліндр (корпус статора):* кріпиться через нижній кронштейн до поворотного кулака автомобіля та здійснює рух разом із колесом (відноситься до невідвіснених мас). Внутрішня порожнина циліндра служить ложементом для нерухомого магнітопроводу лінійного двигуна.

2. *Рухомий центральний шток (магнітний ярма):* верхнім кінцем опорну чашку з підшипником фіксується до кузова транспортного засобу (відноситься до відвіснених мас). Шток здійснює телескопічний поступальний рух всередині корпусу статора на антифрикційних напрямних втулках.

3. *Пружний елемент:* довкола металевому корпусу стійки коаксіально встановлено бочкоподібну циліндричну пружину. Пружина сприймає основну статичну масу автомобіля, розвантажуючи лінійний двигун від постійних статичних зусиль.

Конструктивне виконання активної зони актуатора Геометрію активної зони взаємодії електромагнітних полів повністю оптимізовано під обмежені габарити ходу підвіски. Загальна висота робочої зони статора становить строго 220 мм.

- Статор складається з 19 шихтованих сталевих проставок-магнітопроводів товщиною по 4,0 мм кожна. Кожна проставка набрана з 8 ізольованих пластин електротехнічної сталі товщиною 0,5 мм для розриву контурів вихрових струмів Фуко. Між проставками сформовано 18 пазів висотою 8,0 мм та радіальною глибиною 9,2 мм. У пази рядовим способом пошарово вкладено котушки (по 56 витків у кожній) з мідного емаль-проводу марки ПЕТВ-2 номінальним діаметром 1,0 мм. Вікна пазів містять двосторонню діелектричну плівкову ізоляцію товщиною 0,2 мм, а вся збірка монолітизована за допомогою вакуумно-нагнітального просочення епоксидним компаундом.

- Якір (шток) містить набір високостабільних неодимових постійних магнітів (NdFeB) циліндричної форми із чергуванням полюсів (N-S-N-S), які створюють потужне радіально спрямоване магнітне поле.

Принцип дії спроектованої стійки Робота електромагнітної стійки базується на законі Лоренца та принципі взаємодії рухомого магнітного поля статора з постійним магнітним полем якоря. Система функціонує у двох основних режимах:

1. *Режим активного демпфування та розвантаження:* Під час наїзду колеса на нерівність або при виникненні крену кузова, бортовий контролер за сигналами від датчиків положення та прискорень миттєво (за 1–3 мс) подає трифазний змінний струм на котушки статора. Оскільки котушки розподілені по пазах послідовно (Фаза А – Фаза В – Фаза С), у статорі виникає лінійно біжуче магнітне поле. Зсув хвиль струму в часі на 120 градусів створює електромагнітну силу, яка примусово втягує або виштовхує рухомий шток із постійними магнітами. Актуатор миттєво створює зусилля, направлене на гасіння коливань, повністю нівелюючи удари до того, як вони передадуться на кузов.

2. *Режим рекуперації енергії:* Коли автомобіль рухається по відносно рівній дорозі з мікропрофілем або в режимі затухаючих коливань, підвіска переходить у пасивний режим генератора. Зовнішні сили змушують шток із магнітами переміщатися відносно котушок статора. Перетинання магнітними лініями витків мідного дроту індукуює у фазах обмотки зворотну електрорушійну

силу (ЗЕРС). Трифазний змінний струм через силовий інвертор випрямляється і спрямовується назад у бортову високовольтну батарею. Таким чином, кінетична енергія ударів, яка в гідравлічних амортизаторах просто перетворювалася на шкідливе тепло, тут корисно повертається в енергосистему автомобіля.

2.2. Конструктивне виконання активної зони лінійного синхронного актуатора

Активна зона лінійного синхронного актуатора є головним енергетичним вузлом спроектованої підвіски. Саме тут відбувається перетворення електричної енергії на механічне зусилля (у моторному режимі) та навпаки (у генераторному режимі). Конструктивно активна зона складається з двох основних частин: нерухомого трубчастого статора з трифазною системою обмоток та рухомого центрального штока (якоря) з інтегрованими постійними магнітами.

Головним завданням при проєктуванні активної зони було забезпечення максимальної концентрації магнітного потоку та досягнення необхідного тягового зусилля в умовах жорстких просторових обмежень (лімітований хід підвіски та габарити колісної арки автомобіля), а також мінімізація теплових втрат.

2.2.1. Обґрунтування геометрії статора: вибір конфігурації на 18 пазів та 19 проставок

Базовим параметром для розрахунку геометрії статора є загальна висота його активної робочої зони, яка визначається кінематикою підвіски Макферсон. Для забезпечення повноцінного ходу штока відбою та стискання, загальну висоту активної зони статора у проєкті зафіксовано на рівні $H = 220$ мм.

Наступним кроком є визначення кількості пазів (Z) під котушки. Оскільки лінійний двигун керується трифазним інвертором, для створення рівномірного

біжучого магнітного поля та уникнення фазної асиметрії, кількість пазів повинна бути кратною числу фаз ($m=3$).

У процесі проектування було проаналізовано кілька варіантів компоновки:

- *Варіант із 24 пазами:* забезпечує високу плавність ходу магнітного поля, однак при загальній висоті 220 мм призводить до надмірного звуження кожного окремого паза (до 5,5 мм). Це унеможливорює укладання достатньої кількості мідного дроту з урахуванням необхідної товщини пазової ізоляції.

- *Варіант із 12 пазами:* дозволяє зробити широкі пази, але знижує "щільність" магнітних полюсів, що призводить до виникнення значних пульсацій тягового зусилля (cogging force), неприпустимих для комфортної підвіски.

Оптимальним інженерним компромісом обрано конфігурацію на $Z = 18$ пазів (по 6 котушок на кожну з трьох фаз).

Для замикання магнітного потоку між котушками та на кінцях статора встановлюються сталеві магнітопроводи (проставки). Кількість проставок (N_s) у такій схемі завжди на одну більша за кількість пазів:

$$N_s = Z + 1 = 18 + 1 = 19 \text{ шт.};$$

З метою усунення втрат на вихрові струми Фуко (що детально обґрунтовується в п. 2.2.2), проставки проєктуються шихтованими. Товщина однієї проставки конструктивно зафіксована на рівні $h_s = 4,0$ мм.

Перевірка геометричного балансу активної зони статора висотою 220 мм:

1. Загальна висота, яку займають 19 сталевих проставок:

$$H_{steel} = 19 \text{ шт.} \cdot 4,0 \text{ мм} = 76 \text{ мм};$$

2. Вільний простір, що залишається для розміщення обмоток:

$$H_{free} = 220 \text{ мм} - 76 \text{ мм} = 144 \text{ мм};$$

3. Розрахункова висота одного паза під котушку (h_p):

$$h_p = \frac{144 \text{ мм}}{18 \text{ шт.}} = 8,0 \text{ мм};$$

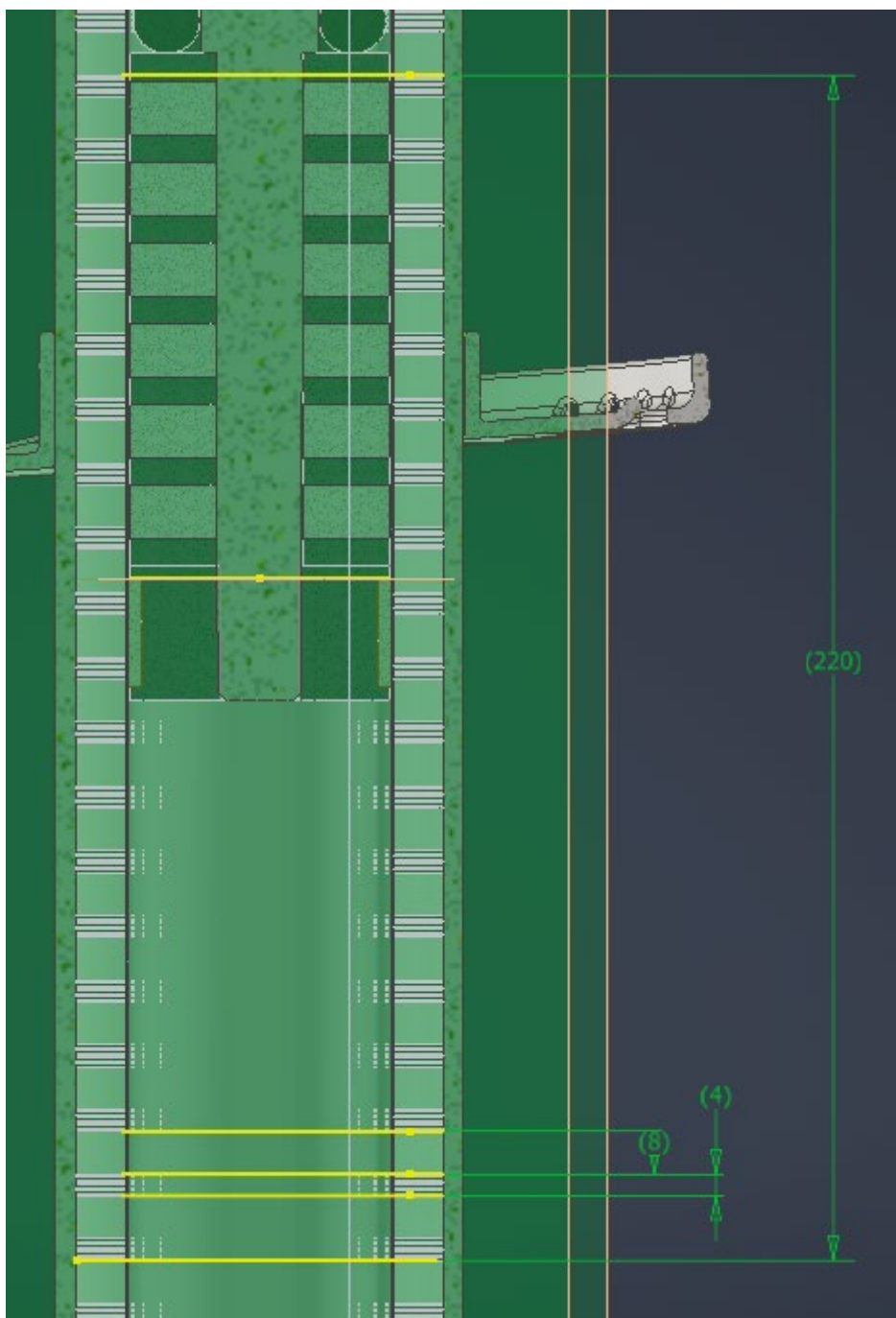


Рисунок 2.1 – Схема розподілу пазів та шихтованих проставок в активній зоні статора (поздовжній розріз)

Висновок до підрозділу:

Отримана розрахункова висота паза становить рівно 8,0 мм. Такий результат є ідеальним із конструкторської та технологічної точок зору. Цілочисельна геометрія (крок масиву 12 мм: 8 мм паз + 4 мм сталь) виключає накопичення мікро-похибок при моделюванні в САПР Autodesk Inventor та

спрощує механічну обробку або складання вузла на виробництві. Крім того, вікно висотою 8,0 мм залишає чітко визначений технологічний допуск для укладання пазової діелектричної ізоляції та щільного намотування обмотувального дроту, що буде доведено у розрахунковому розділі проекту.

2.2.2. Конструкція шихтованого магнітопроводу з пластин для мінімізації втрат від вихрових струмів

Під час роботи лінійного синхронного актуатора в режимі активного придушення коливань (моторний режим) або рекуперації енергії (генераторний режим) через сталеві проставки статора проходить змінний магнітний потік високої частоти. За законом електромагнітної індукції Фарадея, цей змінний потік індукує всередині самого тіла металевого магнітопроводу вихрові струми (струми Фуко).

У випадку використання масивного суцільного блока сталі вихрові струми замикаються по широких контурах, що мають дуже низький електричний опір. Це призводить до виділення величезної кількості теплоти за законом Джоуля-Ленца:

$$Q = I^2 \cdot R \cdot t;$$

Для умов автомобільного шасі перегрів амортизаційної стійки є критично небезпечним фактором, який призводить до теплового руйнування (розплавлення) емалевої ізоляції обмоток котушок та розмагнічування неодимових магнітів на штоку. Крім того, енергія, яка витрачається на нагрівання суцільного заліза, безповоротно втрачається, що різко знижує ККД актуатора та ефективність рекуперації.

Для вирішення цієї інженерної проблеми в конструкції спроектованої стійки застосовано метод шихтування магнітопроводу (lamination). Кожна з 19 сталевих проставок статора загальною товщиною 4,0 мм проектується не суцільною, а виконується у вигляді пакету, набраного з 8 окремих пластин електротехнічної сталі товщиною 0,5 мм.

Пластини ізолюються одна від одної за допомогою тонкого шару термостійкого діелектричного лаку або окалини, отриманої в процесі відпалу металу. Оскільки лінії контурів вихрових струмів спрямовані перпендикулярно до робочого магнітного потоку, розподіл проставки на тонкі ізольовані шари штучно перериває ці контури, створюючи для струмів Фуко високий електричний опір.

Математично втрати потужності на вихрові струми (P_e) на одиницю об'єму матеріалу описуються класичною залежністю:

$$P_e = K_e \cdot f^2 \cdot B_m^2 \cdot t^2;$$

де K_e — коефіцієнт, що залежить від питомого електричного опору сталі;

f — частота зміни магнітного поля (Гц);

B_m — амплітуда магнітної індукції (Тл);

t — товщина елементарного листа магнітопроводу (мм).

З цієї формули чітко видно, що втрати пропорційні квадрату товщини пластини (t^2). Перехід від суцільної проставки товщиною 4,0 мм до шихтованої пластини товщиною 0,5 мм дозволяє теоретично знизити паразитні втрати на вихрові струми в:

$$\left(\frac{4,0}{0,5}\right)^2 = 8^2 = 64 \text{ рази};$$

Технологічні особливості реалізації у проєкті:

8 пластин товщиною по 0,5 мм виготовляються методом штампування або точної лазерної різки з ізольованого рулонного прокату електротехнічної сталі. Після різки листи збираються в єдиний монолітний пакет товщиною 4,0 мм за допомогою технологічних штифтів або лазерного зварювання по зовнішньому (неробочому) периметру статора.

Застосування шихтованої конструкції дозволяє звести теплові втрати в залізі до мінімуму, забезпечуючи стабільну роботу активної підвіски автомобіля навіть під час тривалого руху по дорогах із незадовільним покриттям (де частота знакозмінних навантажень на актуатор є максимальною).

2.3. Проектні рішення щодо силових та пружних елементів підвіски

Кінематична схема підвіски Макферсон передбачає, що крім амортизаційної стійки (електромагнітного актуатора), просторове положення колеса та передачу тягово-гальмівних зусиль забезпечують нижній напрямний важіль, стабілізатор поперечної стійкості та пружний елемент (пружина). Враховуючи високу швидкодію та значні імпульсні зусилля, які здатен генерувати лінійний трифазний актуатор, до конструктивної жорсткості та міцності базових елементів підвіски висуваються підвищені вимоги.

2.3.1. Конструкція нижнього важеля та обойми шарової опори

Нижній важіль є основним силовим сполучним ланцюгом між непідресореною масою (поворотним кулаком із колесом) та підресореною масою (підрамником кузова). У спроектованому вузлі застосовано важіль класичної А-подібної (трикутної) форми. Така топологія забезпечує оптимальне сприйняття як поздовжніх сил (що виникають при різкому розгоні або екстремому гальмуванні), так і поперечних сил (відцентрових сил при проходженні поворотів).

Для збереження заводських кінематичних характеристик шасі (кутів розвалу, поздовжнього і поперечного нахилу осі повороту – кастора) геометрія нижнього напрямного важеля та поворотного кулака була відтворена за оригінальними деталями.

- Нижній важіль: Має класичну А-подібну форму. Під час 3D-моделювання були точно позиційовані центри посадочних місць під сайлентблоки (кріплення до підрамника) та гніздо під шарову опору. Збереження оригінальної геометрії важеля гарантує, що при встановленні розробленої електромагнітної стійки колесо рухатиметься по заданій виробником просторовій траєкторії без порушення керованості транспортного засобу.

- Поворотний кулак та шарова опора: Модель поворотного кулака відтворена з урахуванням кронштейнів кріплення гальмівного супорта та ступичного підшипника.

Хоча ці деталі є штатними, їхні цифрові моделі мають критичне значення для проєкту. Оскільки електромагнітний актуатор здатен генерувати імпульсні тягові зусилля, що за своєю динамікою відрізняються від роботи звичайного гідравлічного амортизатора, 3D-моделі важеля та кулака будуть використані у розділі 3 для проведення перевірного розрахунку напружено-деформованого стану (FEA-аналіз).

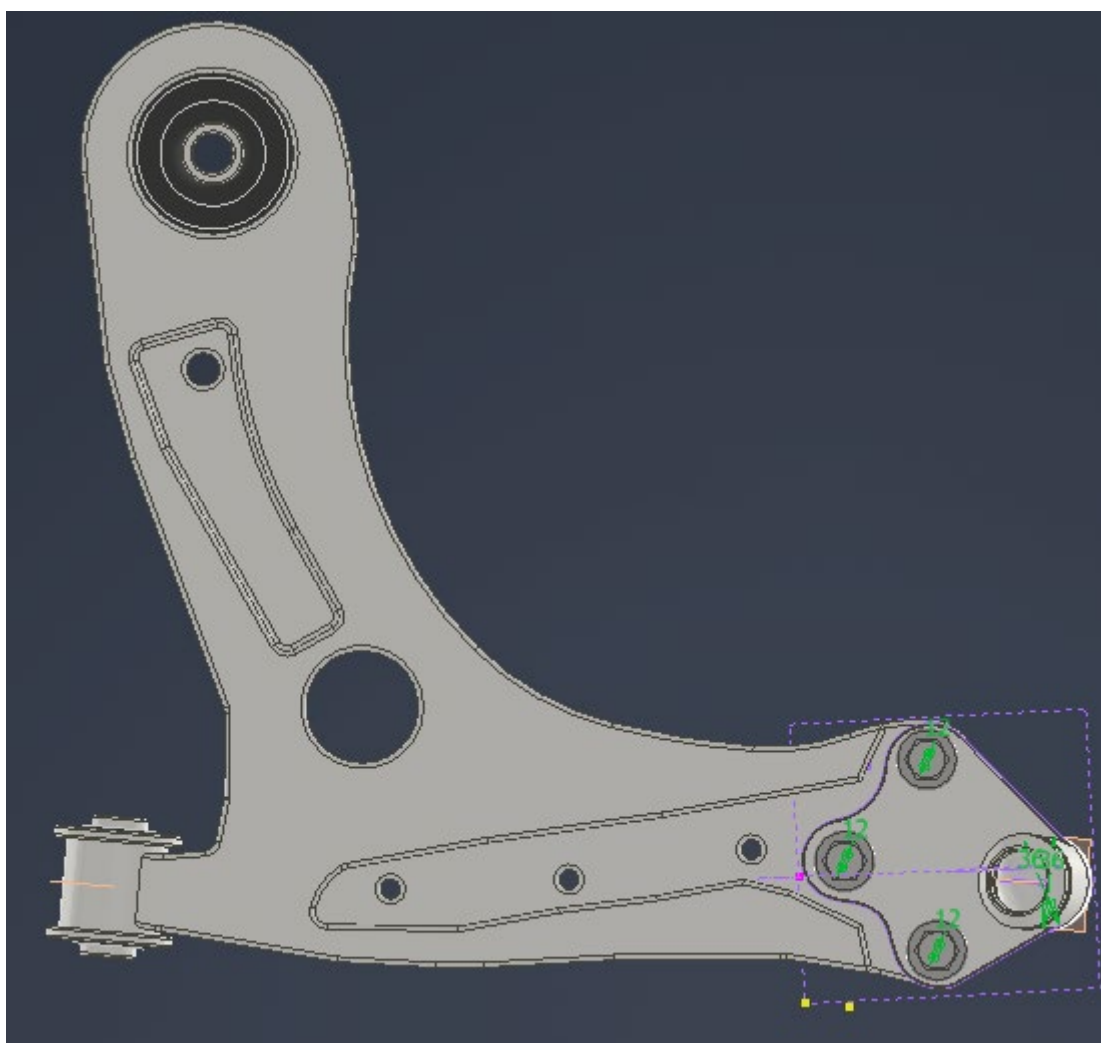


Рисунок 2.2 – Тривимірна модель нижнього А-подібного важеля підвіски (вигляд зверху)

2.3.2. Геометрія та параметри бочкоподібної пружини

У спроектованій стійці підвіски Макферсон пружина виконує функцію

основного статичного пружного елемента. Вона сприймає на себе постійне вагове навантаження від підресореної маси автомобіля, дозволяючи лінійному електромагнітному актуатору працювати в розвантаженому стані та витратити енергію виключно на динамічне придушення коливань, крен та рекуперацію.

Пружним елементом у спроектованій збірці залишається штатна циліндрична пружина..

Інтеграція з актуатором: Головним завданням при компонованні пружини було забезпечення безпечного радіального зазору. Оскільки зовнішній діаметр спроектованого електромагнітного статора (через наявність магнітопроводу та обмоток) є дещо більшим за діаметр колби стандартного гідравлічного амортизатора, внутрішній діаметр пружини перевірявся на відсутність колізій.



Рисунок 2.3 –Пружина

2.3.3. Конструктивне виконання та топологія магнітної системи рухомого штока (якоря)

Рухомий шток актуатора (якорна система) є виконавчим елементом, який безпосередньо з'єднується з кузовом автомобіля та передає знакозмінне зусилля, що генерується активною зоною підвіски. Конструкція штока розроблена з урахуванням вимог до механічної міцності, точного центрування всередині статора та забезпечення максимальної магнітної індукції в робочому повітряному зазорі.

Конструктивна основа та магнітна топологія Основою якоря є центральний силовий вал (осердя штока), який виготовляється з конструкційної хромистої сталі марки Сталь 40Х. Вибір цього матеріалу обґрунтований його високою втомною міцністю після термічного покращення. Осердя штока сприймає всі згинальні та поздовжні навантаження, що діють на стійку підвіски під час руху автомобіля.

Конструкція та топологія магнітної системи

На посадочну поверхню сталевого осердя штока послідовно встановлюються високопотужні постійні магніти на основі сплаву неодим-залізо-бор (NdFeB N42SH).

Магнітна система складається з наступних елементів:

- Постійні магніти: На штоку встановлено 6 циліндричних постійних магнітів (NdFeB) висотою по 10 мм кожен. Магніти орієнтовані назустріч один одному однойменними полюсами.
- Магнітні концентратори (проставки): Між магнітами, а також по краях магнітного пакета, встановлено 7 металевих проставок (полюсних наконечників) висотою по 5 мм кожна.

Така конфігурація дозволяє "витиснути" магнітний потік із постійних магнітів і спрямувати його через металеві проставки строго радіально в напрямку статора. Фіксація магнітів та проставок на валу здійснюється за допомогою високоміцних анаеробних клейових компаундів.

Вузли центрування та захисту від ударів критичного значення набуває точне центрування штока всередині статора для уникнення механічного тертя між якорем та котушками. Для цього в конструкції передбачено такі елементи:

- Нижній напрямний вузол: Пакет магнітів і проставок знизу фіксується спеціальною круглою стопорною гайкою. Для закручування гайки з необхідним моментом затягування на її торці виконано глухі отвори під спеціальний штифтовий ключ. Зовнішня циліндрична поверхня цієї гайки слугує посадочним місцем для встановлення тефлонової (фторопластової) розрізної втулки висотою 20 мм. Тефлон має аномально низький коефіцієнт тертя і виконує роль рухомої напрямної (підшипника ковзання), центруючи нижню частину штока відносно внутрішньої стінки статора.

- Верхній пружний елемент (відбійник): Для захисту системи від механічних пошкоджень під час пробою підвіски, на верхню частину штока над магнітним пакетом встановлюється еластомірний відбійник тороїдальної форми. Під час досягнення штоком крайнього верхнього положення, відбійник впирається в кришку статора, м'яко поглинаючи залишкову кінетичну енергію удару.



Рисунок 2.4 — Конструкція рухомого якоря електромагнітного актуатора

2.3.4. Конструкція верхнього ущільнювально-напрямного вузла та системи вентиляції статора

Оскільки електромагнітний актуатор експлуатується в умовах підвищеної агресивності навколишнього середовища (вплив пилу, вологи, бруду та дорожніх реагентів у підколісному просторі), критично важливою інженерною задачею є забезпечення абсолютної герметичності його внутрішньої активної зони. Для цього у верхній частині зовнішнього циліндра статора реалізовано комплексний ущільнювально-напрямний вузол.

Конструкція верхньої кришки та підбір компонентів за каталогом Trelleborg Верхній торець корпусу статора закривається масивною різьбовою кришкою (матеріал — Сталь 45). Кришка виконує роль тримача для верхнього опорно-напрямого підшипника ковзання та пакета герметизуючих елементів. На торцевій поверхні кришки передбачено спеціальні пази під сегментний (радіусний) ключ, що дозволяє забезпечити необхідний високий момент затягування при складанні стійки.

Внутрішній пакет кришки містить високонадійні елементи, підібрані за каталогом компанії *Trelleborg Sealing Solutions*:

1. *Напрямна втулка*: Для точного позиціонування та ковзання штока у кришку запресовано композитну метал-полімерну втулку серії SF-1. Завдяки робочому шару з політетрафторопласту (PTFE) та дисульфиду молібдену, втулка має аномально низький коефіцієнт тертя і здатна тривалий час працювати в режимі сухого тертя без підведення мастила.

2. *Сальник (ущільнення штока)*: Як основне ущільнення застосовано манжету преміум-класу Turcon® Variseal® M2. Це ущільнення на основі матеріалу Turcon® (PTFE), яке активується внутрішньою V-подібною пружиною з нержавіючої сталі. Конструкція Variseal® M2 забезпечує мінімальні сили страгування та тертя, високу термостійкість та довговічність, що виключає заклинювання штока.

3. *Брудознімач*: Для фінішного захисту від зовнішніх забруднень на самому виході з кришки встановлено двонаправлений брудознімач Turcon® Excluder® 2. Він складається з ущільнювального кільця Turcon® та активуючого гумового кільця круглого перерізу (O-Ring). Зовнішня кромка профілю ефективно зрізає присохлий дорожній бруд, пил та воду під час зворотного ходу.

4. *Осьова фіксація*: Увесь внутрішній пакет (втулка SF-1, сальник Variseal® M2 та брудознімач Excluder® 2) надійно зафіксований від лінійного випресовування у гнізді за допомогою пружинного стопорного кільця, що встановлюється у внутрішню канавку кришки.

Система повітряної компенсації (вентиляції) Під час високочастотних зворотно-поступальних рухів штока всередині стійки постійно змінюється вільний об'єм повітря. Для запобігання виникненню ефекту "повітряного замка" (компресійного опору та утворення вакууму, що може пошкодити ущільнення Trelleborg), у тілі верхньої кришки виконано спеціальні просвердлені канали (отвори) для виходу повітря.

Ці отвори через нарізні штуцери з'єднуються з гнучкими вентиляційними трубками. Трубки виводяться з зони колісної арки у захищене місце (наприклад, у підкапотний простір) і можуть оснащуватися повітряними фільтрами-сапунами. Така дренажно-вентиляційна система забезпечує вільне "дихання" стійки при збереженні повної герметичності активної електромагнітної зони від вологи.

Тонкостінна напрямна труба статора Для забезпечення безперешкодного руху нижньої частини штока, всередині статора коаксіально вздовж усього внутрішнього діаметра (крізь усі пази та проставки котушки) встановлено тонкостінну напрямну трубу товщиною 0,3 мм із немагнітної нержавіючої сталі AISI 304. Вона утворює ідеальну дзеркальну поверхню для ковзання нижньої розрізної тефлонової втулки штока, повністю захищає котушки від механічного контакту і, завдяки мізерній товщині у 0,3 мм, дозволяє зберегти мінімальний робочий повітряний зазор для досягнення максимального тягового зусилля актуатора.



Рисунок 2.5 — Конструкція верхньої кришки стійки з елементами Trelleborg, втулкою SF-1 та повітряними каналами (3D-модель у розрізі)

2.3.5. Конструкція та інтеграція верхньої опори підвіски з опорним підшипником

Верхня опора амортизаційної стійки є критично важливим вузлом з'єднання підвіски з кузовом автомобіля. Оскільки розроблений електромагнітний актуатор інтегрується у штатну геометрію автомобіля, верхня опора була повністю відтворена методом зворотного інжинірингу за зразком оригінальної заводської деталі. Це дозволило зберегти точні координати точок кріплення та гарантувати безперешкодне обертання стійки навколо своєї осі при повороті коліс кермовим механізмом.

Конструктивні елементи та будова опори Спроектована в САПР Autodesk Inventor верхня опора має комбіновану гумометалеву конструкцію і складається з таких основних елементів:

1. Зовнішній металевий корпус (обойма): Виготовляється методом штампування з конструкційної сталі та має три впресовані болти (шпильки) для жорсткої фіксації опори до кузова автомобіля за допомогою гайок.

2. Вулканізований гумовий елемент (віброізолятор): Внутрішній простір між корпусом та центральною втулкою заповнений масивним шаром

високоміцної еластичної гуми (на основі натурального або ізопренового каучуку), з'єднаної з металом методом гарячої вулканізації. Цей еластомірний демпфер сприймає та гасить високочастотні вібрації та мікроудари від дорожнього покриття, запобігаючи їх передачі на кузов та забезпечуючи акустичний комфорт у салоні.

3. Опорний підшипник: Оскільки в підвісці типу Макферсон вся стійка повинна повертатися разом із колісним вузлом, всередину опори інтегровано упорний підшипник. Підшипник сприймає колосальні вертикальні зусилля (через пружину) та динамічні імпульсні сили від лінійного актуатора, забезпечуючи при цьому плавне обертання штока з мінімальним моментом опору. Підшипник виконано закритого типу (із захисними шайбами) для унеможливлення потрапляння пилу та вимивання мастила.

4. Верхня чашка пружини: Розташована безпосередньо під підшипником. Вона слугує жорстким упором для верхнього витка циліндричної пружини. Наявність упорної чашки дозволяє розділити силові потоки: зусилля від пружини передається через чашку на підшипник і далі на кузов, повністю розвантажуючи рухомий шток.

Вузол фіксації штока актуатора Центральна частина верхньої опори має жорстку металеву втулку, крізь яку проходить верхній кінець розробленого силового штока актуатора. Шток фіксується у втулці за допомогою різьбового з'єднання і гайки з нейлоновим кільцем, що повністю виключає самовідгвинчування вузла під дією знакозмінних вібрацій підвіски.

Така коаксіальна схема фіксації забезпечує чітку співвісність усіх елементів підвіски. Завдяки високій точності відтворення штатної опори, розроблений лінійний актуатор ідеально позиціонується в просторі, а сили від котушок статора та магнітів якоря передаються на кузов автомобіля строго за вектором ходу підвіски, мінімізуючи паразитні бічні сили та знос тефлонових втулок стійки.

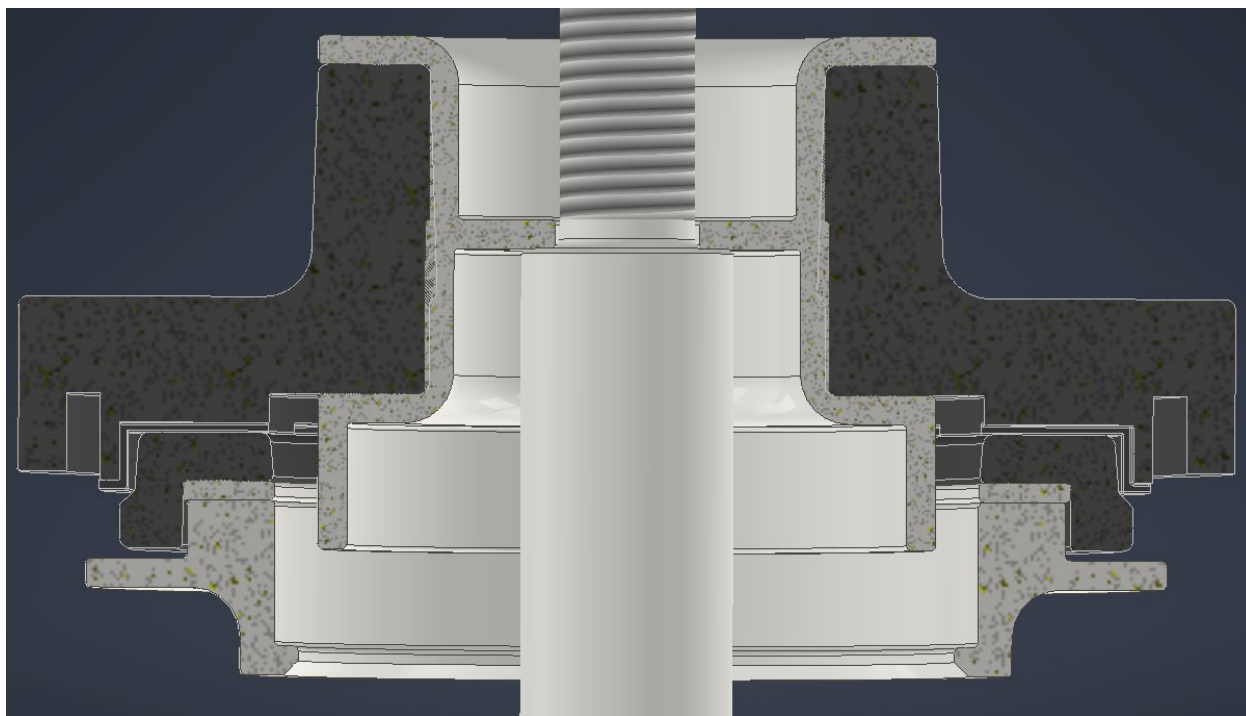


Рисунок 2.6 — Конструкція відтвореної верхньої гумометалевої опори з опорним підшипником у зборі (3D-модель у розрізі)

2.3.6. Конструкція та модернізація нижньої опорної чашки пружини

Нижня опорна чашка пружини є важливим конструктивним елементом, який жорстко фіксується на зовнішньому циліндрі корпусу статора актуатора і сприймає повне вертикальне навантаження від циліндричної пружини підвіски. При проєктуванні цього вузла за основу було взято геометрію оригінальної заводської деталі, що дозволило зберегти форму ложементу та спеціальний упор-замок, який фіксує нижній виток пружини від провертання навколо своєї осі.

Проте, інтеграція інноваційного електромагнітного лінійного двигуна вимагала внесення двох суттєвих конструкторських змін до оригінальної геометрії чашки.

Конструкторські доопрацювання та їхнє інженерне обґрунтування:

1. Збільшення внутрішнього посадочного отвору: Оскільки розроблений трифазний статор має значно більший зовнішній діаметр порівняно зі стандартним корпусом гідравлічного амортизатора, внутрішній діаметр центрального отвору чашки був пропорційно збільшений у 3D-моделі. Це

забезпечує точну пресову посадку чашки на зовнішню поверхню статора під подальше зварювання, зберігаючи при цьому монолітність всього вузла стійки.

2. Двовісний просторовий нахил (поздовжній та поперечний): Найважливішим інженерним кроком у модернізації чашки стало її позиціонування під суворо розрахованими кутами — поздовжнім та поперечним нахилом у декілька градусів відносно перпендикуляра до поздовжньої осі штока.

У класичній підвісці типу Макферсон під час стискання та ходу колеса вгору виникають значні паразитарні бічні сили, які прагнуть зігнути шток актуатора. Це призводить до появи серйозного згинального моменту, що викликає нерівномірний знос верхньої композитної втулки SF-1 та нижньої тефлонової розрізної втулки.

Навмисний просторовий нахил нижньої опорної чашки штучно децентрує (зміщує) вісь дії сили пружини відносно осі штока. Завдяки цьому пружина створює постійне компенсувальне бічне зусилля. Це зусилля працює у протифазі до дорожніх бічних сил, практично повністю розвантажуючи рухомий шток від згинальних моментів. Як наслідок, мінімізуються сили тертя в ущільненнях Turcon® Variseal® M2 та Excluder® 2, підвищується ККД рекуперації актуатора та значно подовжується термін служби підшипників ковзання.

2.4. Обґрунтування та вибір конструкційних, еластомірних та електротехнічних матеріалів вузла

Проектування стійки підвіски з інтегрованим електромагнітним актуатором є міждисциплінарною інженерною задачею, що лежить на стику прикладної механіки, магнітодинаміки та електротехніки. На відміну від класичного амортизатора, де матеріали підбираються виключно за критеріями механічної міцності та зносостійкості, елементи розробленого вузла повинні задовольняти специфічні вимоги щодо магнітної проникності, питомого електричного опору, діелектричної міцності та стійкості до циклічних теплових навантажень.

Усі матеріали, що використовуються у спроектованій підвісці, розділено на три основні групи: електротехнічні (магнітні), конструкційні (силові) та еластомірні (ізоляційні).

1. Електротехнічні та магнітні матеріали

Ця група матеріалів визначає ефективність перетворення енергії в активній зоні актуатора і безпосередньо впливає на максимальне тягове зусилля та ККД рекуперації системи.

- Магнітопровід статора (шихтовані проставки): Для виготовлення 19 проставок товщиною 4,0 мм (кожна набрана з 8 пластин по 0,5 мм) обрано електротехнічну динамну сталь марки 2412 (ГОСТ 21427.2). Цей матеріал має високу магнітну індукцію насичення ($B_s = 1,5 \dots 1,65$ Тл) та низькі питомі втрати на перемагнічування. Високий питомий електричний опір цієї сталі у поєднанні з тонкими ізольованими шарами шихтування ефективно блокує вихрові струми Фуко.

- Постійні магніти якоря (штока): Для створення потужного та стабільного магнітного поля використано циліндричні постійні магніти на основі сплаву неодим-залізо-бор марки NdFeB N42SH. Індекс "SH" свідчить про підвищену температурну стабільність (робоча температура до $+150$ °C), що вкрай важливо для умов колісної арки автомобіля, де можливе нагрівання від гальмівних дисків та обмоток під час інтенсивної роботи підвіски. Магніти мають заливкову магнітну індукцію $B_r = 1,3$ Тл та високу коерцитивну силу, що виключає їхнє розмагнічування під дією полів статора.

- Обмотка котушок статора: Для 18 котушок (по 56 витків у кожній) обрано мідний круглий дріт марки ПЕТВ-2 номінальним діаметром 1,0 мм. Провідник має високоміцну емалеву ізоляцію на основі поліефірів (товщина лаку = 0,04 мм на сторону, зовнішній діаметр 1,08 мм), яка стійка до механічних зусиль намотування, дії вологи та автомобільної хімії, а також має температурний клас стійкості "В" (до $+130$ °C).

2. Конструкційні (силові) матеріали

Конструкційні матеріали сприймають основні механічні навантаження (статичні від маси машини та динамічні від ударів об дорожні нерівності).

- Корпус статора (зовнішній циліндр): Виготовляється з безшовної труби, матеріал — Сталь 35. Після механічної обробки та запікання котушок корпус забезпечує жорстку геометрію та захист активної зони.

- Центральний рухомий шток: Працює на згин та знакозмінне поздовжнє навантаження. Виготовляється зі сталі марки 40Х (хромиста конструкційна сталь) з наступним поверхневим гартуванням струмами високої частоти (СВЧ) та хромуванням. Це забезпечує твердість поверхні для антифрикційних втулок та високу міцність серцевини штока.

- Відтворені елементи (зворотний інжиніринг): Для забезпечення кінематики та креслень у збірку інтегровано оригінальні деталі: нижній А-подібний важіль виготовлений зі штатної конструкційної Сталі 20 (забезпечує в'язкість та стійкість до тріщин при штампуванні й зварюванні), поворотний кулак — з кованої Сталі 45, а циліндрична пружина постійного кроку — з ресорно-пружинної сталі 60С2А.

3. Еластомірні та ізоляційні матеріали

Матеріали призначені для гасіння високочастотних шумів, вібрацій та забезпечення електричної міцності актуатора.

- Пазова ізоляція: На стінки пазів висотою 8,0 мм перед намотуванням укладається діелектрична поліетилентерефталатна плівка марки ПЕТ-Е товщиною 0,2 мм. Вона заповнює технологічний допуск паза (0,44 мм) та створює надійний бар'єр проти пробоя на заземлений корпус статора.

- Просочувальний компаунд: Увесь зібраний статор заливається епоксидним електроізоляційним компаундом під вакуумом. Смола повністю витісняє повітря з мікрозазорів обмотки, фіксує дріт від вібраційного тертя та покращує тепловідведення від міді до сталевого корпусу.

- Елементи шасі: Опорні подушки пружини та сайлентблоки важеля виконані з конструкційного поліуретану, що забезпечує тривалий термін служби рухомих з'єднань.

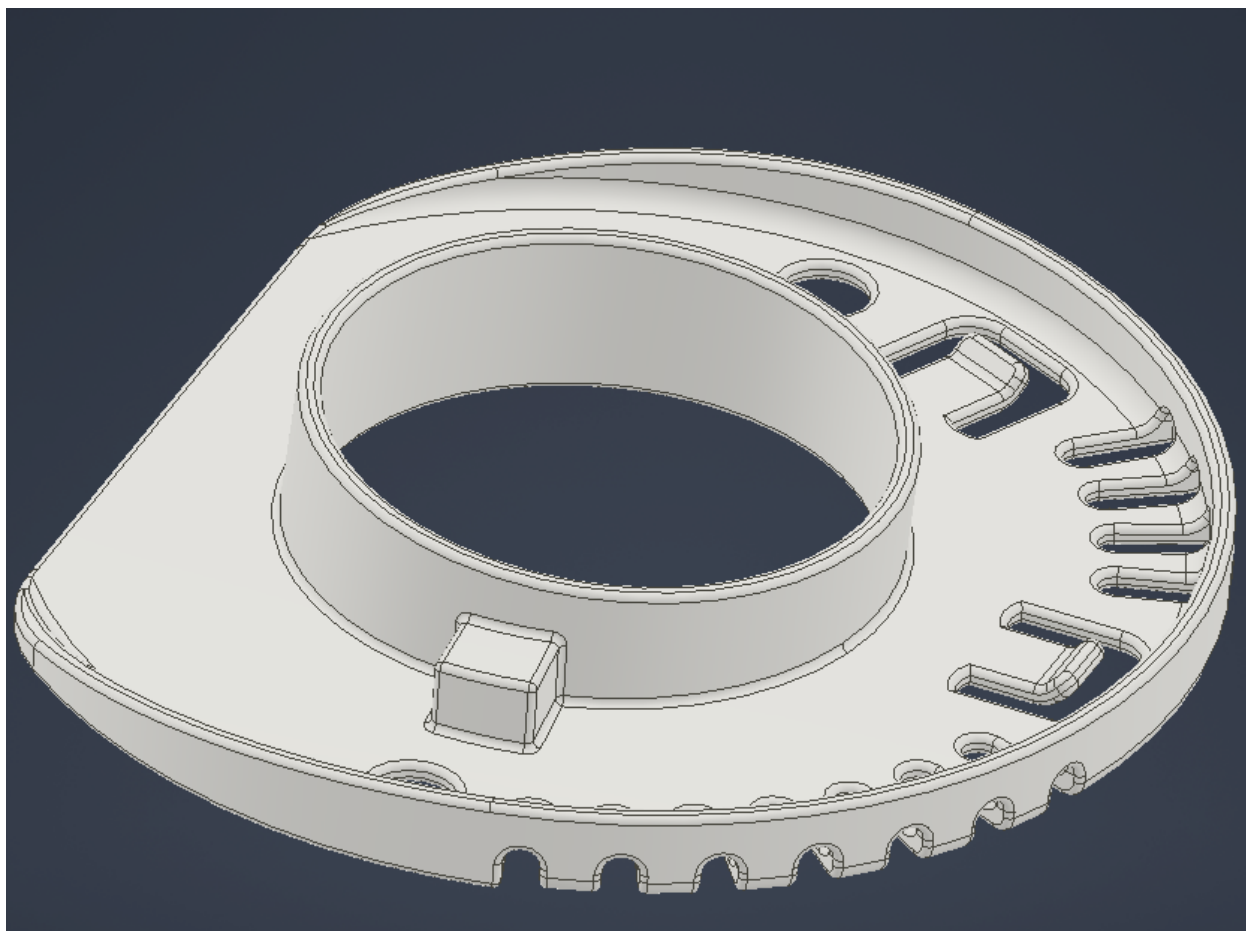


Рисунок 2.7 — Конструктивне виконання нижньої опорної чашки пружини зі збільшеним посадочним отвором та двовісним нахилом (3D-модель)

2.5. Принцип дії та апаратне забезпечення системи керування стійкою

Електромагнітна амортизаторна стійка є виконавчим механізмом (актуатором) комплексної мехатронної системи активної підвіски. Її робота базується на взаємодії магнітних полів та постійному моніторингу дорожньої обстановки за допомогою розгалуженої мережі сенсорів.

2.5.1. Базовий принцип функціонування (Електромеханіка)

В основі роботи стійки лежить принцип дії синхронного лінійного електродвигуна. Електронний блок керування (ЕБК) підвіскою подає трифазний змінний струм на систему з 18 статорних котушок. Це створює магнітне поле, що

біжить вздовж осі статора. Це поле взаємодіє з постійним магнітним полем 6 неодимових магнітів (NdFeB), жорстко закріплених на рухомому штоку.

Згідно із законом Ампера, виникає електромагнітна сила (сила Лоренца), яка миттєво штовхає шток вгору або вниз.

- **Режим відбою/стискання:** Змінюючи напрямок і силу струму, система створює опір руху штока (демпфування) або навпаки — примусово підіймає чи опускає колесо для обтікання нерівності.

- **Режим компенсації кренів:** При проходженні поворотів стійки на зовнішньому боці автомобіля генерують додаткове зусилля на виштовхування штока, утримуючи кузов у суворо горизонтальному положенні.

2.5.2. Система живлення та рекуперації енергії

Оскільки лінійний актуатор вимагає значних струмів для генерації зусиль понад 13 кН, стандартної 12-вольтової мережі недостатньо.

- **Джерело живлення:** Живлення стійки здійснюється від окремої 48-вольтової системи (Mild-Hybrid) або від високовольтної тягової батареї (400–800 В) через високочастотний інвертор, який перетворює постійний струм на керований імпульсний.

- **Рекуперація:** Важливою особливістю конструкції є здатність працювати в режимі генератора. Коли колесо наїжджає на вибоїну, кінетична енергія удару змушує шток із магнітами різко рухатися всередині статора. Це наводить (індукує) електрорушійну силу в котушках. Згенерований струм повертається через інвертор назад у батарею, роблячи підвіску енергоефективною.

2.5.3. Сенсорна мережа та алгоритм керування

Для забезпечення часу реакції системи в межах 5–10 мілісекунд, ЕБК використовує два контури керування: зворотний (реактивний) та

прямий (прогнозуючий).

1. Внутрішні датчики підвіски (Реактивний контур):

- **Лінійний датчик положення (LVDT або датчик Холла):**

Розміщений між кузовом і важелем. З точністю до десятих часток міліметра вимірює поточне положення штока відносно статора та швидкість його переміщення.

- **Акселерометри непідресорених мас:** Встановлені на поворотних кулаках кожного колеса для фіксації вертикальних прискорень від ударів об нерівності.

- **Гіроскопи та акселерометри підресореної маси:** Розміщені в центрі мас кузова автомобіля. Відстежують клювки при гальмуванні, присідання при розгоні та бокові крени.

2. Системи технічного зору (Прогнозуючий контур): Для реалізації функції "превентивного" керування (наприклад, алгоритм типу Magic Body Control), система діє на випередження:

- **Стереокамери (Stereo Vision System):** Встановлені за лобовим склом. Вони виконують 3D-сканування дорожнього полотна на відстані до 15 метрів перед автомобілем, фіксуючи глибину ям та висоту «лежачих поліцейських».

- **Короткохвильові радары / LiDAR:** Працюють у тандемі з камерами для побудови точної геометричної карти дороги за будь-яких погодних умов.

Логіка роботи: Отримавши профіль дороги від камер та радарів, комп'ютер розраховує точний час, коли колесо наїде на перешкоду. За мілісекунди до удару інвертор подає струм на обмотки статора, примусово підтягуючи шток вгору. Таким чином, колесо «переступає» перешкоду, а кузов автомобіля залишається абсолютно нерухомим у просторі.

Адаптація до складних погодних умов: Оскільки оптичні системи (стереокамери, LiDAR) та короткохвильові радары не здатні сканувати рельєф під шаром води (калюжі) або снігу, а також різко втрачають ефективність у сильний туман, алгоритм керування передбачає функцію "безпечної деградації". У разі критичного зниження достовірності даних від систем технічного зору,

електронний блок керування тимчасово деактивує прогнозуючий контур. У цьому режимі активна підвіска покладається виключно на реактивний контур (акселерометри та датчики положення штока), забезпечуючи мілісекундну реакцію на ударні навантаження за фактом їх виникнення.

3. РОЗРАХУНКОВО-ПЕРЕВІРОЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ

У даному розділі наведено інженерні розрахунки геометричних, обмотувальних та міцнісних параметрів спроектованого вузла автомобільної підвіски. Розрахункова частина містить аналітичне обґрунтування характеристик активної зони лінійного електромагнітного актуатора (координація пазового простору, вибір провідників та ізоляційних елементів) та чисельний аналіз напружено-деформованого стану (НДС) силових кронштейнів підвіски у середовищі САПР для підтвердження їхньої конструкційної надійності при граничних експлуатаційних навантаженнях.

3.1. Розрахунок параметрів обмотки та геометричних характеристик паза статора актуатора

Електромагнітна ефективність лінійного актуатора прямо залежить від щільності компонування мідного дроту в пазах магнітопроводу статора. Завданням даного розрахунку є визначення оптимального просторового розташування витків, обчислення коефіцієнта заповнення паза міддю та обґрунтування товщини діелектричних бар'єрів.

Вихідними даними для розрахунку геометрії активної зони, визначеними у конструкторській частині (Розділ 2), є:

- Загальна робоча висота статора: $H = 220$ мм;
- Кількість пазів статора: $Z = 18$ шт.;
- Кількість шихтованих проставок (зубів): $N_s = 19$ шт.;
- Конструктивна висота однієї сталеві проставки: $h_s = 4,0$ мм;
- Повна радіальна глибина паза: $b_p = 9,2$ мм;
- Висота паза під обмотку:

$$h_p = \frac{(H - (N_s \cdot h_s))}{Z};$$

$$h_p = \frac{(220 - (19 \cdot 4,0))}{18} = 8 \text{ мм};$$

3.1.1. Визначення кількості витків, діаметра емаль-проводу та коефіцієнта заповнення вікна міддю

Для забезпечення заданих електродинамічних характеристик підвіски та номінального тягового зусилля у моторному режимі, як базовий провідник обрано круглий мідний дріт марки ПЕТВ-2 (з двошаровою емалевою ізоляцією на основі поліефірів).

1. Параметри обмотувального дроту:

- Номінальний діаметр мідної жили (без ізоляції): $d_0 = 1,0$ мм;
- Площа поперечного перерізу мідного провідника (q_{cu}):

$$q_{cu} = \pi \cdot \frac{d_0^2}{4};$$

$$q_{cu} = \frac{3,1416 \cdot 1^2}{4} = 0,7854 \text{ мм}^2;$$

- Максимальний зовнішній діаметр дроту з урахуванням товщини лакової ізоляції (за ГОСТ 21427.2): $d_w = 1,08$ мм.
- Максимальний зовнішній діаметр дроту з урахуванням товщини лакової ізоляції (за ГОСТ 21427.2): $d_w = 1,08$ мм.

1. Просторова розкладка витків у вікні паза:

Обмотка котушок виконується за схемою щільної рядової намотки. Визначимо максимальну кількість витків, яку технологічно можливо вкласти по висоті паза (n_v) та по його глибині (n_r).

- Кількість витків в одному вертикальному шарі (по висоті паза $h_p = 8,0$ мм):

$$n_v = \left(\frac{h_p}{d_w} \right);$$

$$n_v = \left(\frac{8,0}{1,08} \right) = 7,407 = 7 \text{ витків};$$

Загальна висота, яку фізично займає мідний пакет із 7 витків:

$$h_{cu} = n_v \cdot d_w;$$

$$h_{cu} = 7 \cdot 1,08 = 7,56 \text{ мм};$$

Залишковий конструкторський зазор по висоті паза:

$$\Delta h = h_p - h_{cu};$$

$$\Delta h = 8 - 7,56 = 0,44 \text{ мм};$$

Цей зазор є критично необхідним і буде використаний для укладання гнучкої пазової ізоляції (дві стінки по 0,2 мм), що виключає ризик заклинювання або пошкодження лаку дроту об краї сталевих шихтованих пластин під час намотування.

Кількість шарів обмотки по радіальній глибині паза ($b_p = 9,2$ мм):

$$n_r = \left(\frac{b_p}{d_w} \right);$$

$$n_r = \left(\frac{9,2}{1,08} \right) = 8,518 \text{ (приймаємо 8 шарів);}$$

Загальна глибина, яку займає обмотка:

$$n_{cu} \cdot d_w = 8 \cdot 1,08 = 8,64 \text{ мм};$$

Залишковий радіальний зазор по глибині паза:

$$\Delta b = b_p - b_{cu};$$

$$\Delta b = 9,2 - 8,64 = 0,56 \text{ мм};$$

Даний простір призначений для укладання донної та покрівної ізоляції паза, а також для формування технологічного об'єму під фінішне заливання просочувальним компаундом.

2. Повна кількість витків в одній котушці (w):

$$w = n_v \cdot n_r;$$

$$w = 7 \cdot 8 = 56 \text{ витків};$$

3. Обчислення коефіцієнта заповнення паза міддю (k_{zp}):

Коефіцієнт заповнення є основним показником ефективності використання пазового простору і визначається як відношення чистої площі поперечного перерізу міді до повної площі геометричного вікна паза.

- Повна площа вікна паза (S_p):

$$S_p = h_p \cdot b_p;$$

$$S_p = 8 \cdot 9,2 = 73,6 \text{ мм}^2;$$

- Сумарна площа поперечного перерізу чистої міді всіх витків у пазу (S_{cu}):

$$S_{cu} = w \cdot q_{cu};$$

$$S_{cu} = 56 \cdot 0,7854 = 43,982 \text{ мм}^2;$$

- Розрахунковий коефіцієнт заповнення паза:

$$k_{zp} = \frac{S_{cu}}{S_p};$$

$$k_{zp} = \frac{43,982}{73,6} = 0,598 \text{ (або } 59,8\%);$$

Висновок: Отримане значення $k_{zp} = 59,8\%$ повністю задовольняє суворі критерії технологічності, прийняті в електромашинобудуванні для прецизійної рядової намотки круглим дротом (нормативний діапазон становить (55% ... 65%). Це свідчить про високу магнітну ефективність розробленого статора при збереженні гарантованих технологічних проміжків для надійного ізолювання та якісного просочення катушок.

3.1.2. Розрахунок пазової ізоляції та параметрів вакуумного нагнітального просочення катушок

Пазова ізоляція повинна забезпечувати надійний діелектричний захист обмотки від пробоя на заземлений корпус магнітопроводу при пікових робочих напругах і струмах.

1. Геометричний розрахунок діелектричного бар'єра:

Як матеріал пазової ізоляції (короба) обрано гнучку поліетилентерефталатну електроізоляційну плівку марки ПЕТ-Е товщиною 0,2 мм. Плівка укладається у паз у форменому вигляді, повністю перекриваючи внутрішній периметр вікна.

- Розрахунковий периметр паза статора (P_p):

$$P_p = 2 \cdot (h_p + b_p);$$

$$P_p = 2 \cdot (8 + 9,2) = 34,4 \text{ мм};$$

- Площа, що безпосередньо зайнята тілом пазової ізоляції у поперечному розрізі (S_{is}):

$$S_{is} = P_p \cdot \delta_{is};$$

$$S_{is} = 34,4 \cdot 0,2 = 6,88 \text{ мм}^2;$$

2. Аналіз розподілу площ у пазу статора:

Для точного визначення об'єму просочувального матеріалу проведемо повний баланс площ вікна паза.

- Площа паза, яку займає провідник разом із власною лаковою ізоляцією (S_{wire}):

$$S_{wire} = w \cdot \frac{\pi \cdot d_w^2}{4};$$

$$S_{wire} = 56 \cdot \frac{(3,14 \cdot 1,08)^2}{4} = 56 \cdot 0,91 = 51,3 \text{ мм}^2;$$

- Вільна площа паза, що залишається після вкладання ізоляційного короба та намотування дроту:

$$\Delta S_{free} = S_p - S_{is} - S_{wire};$$

$$\Delta S_{free} = 73,6 - 6,88 - 51,3 = 15,42 \text{ мм}^2;$$

Цей вільний простір у відсотковому співвідношенні становить:

$$w = \frac{\Delta S_{free}}{S_p} \cdot 100\%;$$

$$w = \frac{15,42}{73,6} \cdot 100\% = 20,95\%;$$

Параметри вакуумно-нагнітального просочення (VPI):

Наявність 21% вільного простору у вигляді мікрозазорів та повітряних пор всередині намотаного паза є неприпустимою для автомобільної підвіски, оскільки повітря має низьку теплопровідність (що викличе локальний перегрів міді) та сприяє механічному тертю витків під дією вібрацій.

Для монолітизації обмотки у проєкті закладено технологію вакуумно-нагнітального просочення епоксидним діелектричним компаундом. Завдяки

високій плинності смоли та попередньому вакуумуванню, компаунд повністю заповнює вільну площу у кожному пазі.

- Розрахунковий об'єм компаунду, необхідний для заповнення активної зони одного паза статора (V_{comp}), за умови середнього діаметра паза статора $D_{mean} = 80$ мм:

$$L_{mean} = \pi \cdot D_{mean};$$

$$L_{mean} = 3,14 \cdot 80 = 251,3 \text{ мм (довжина одного колового паза);}$$

$$V_{comp1} = \Delta S_{free} \cdot L_{mean};$$

$$V_{comp1} = 15,42 \text{ мм}^2 \cdot 251,3 \text{ мм} = 3875,3 \text{ мм}^3 = 3,88 \text{ см}^3;$$

Загальний об'єм епоксидного компаунду на всю активну зону статора (18 пазів):

$$V_{comptot} = 18 \cdot V_{comp1};$$

$$V_{comptot} = 18 \cdot 3,88 = 69,84 \text{ см}^3;$$

Застосування вакуумного просочення об'ємом 70 см^3 повністю витісняє повітряні включення, забезпечує високу монолітність і вібростійкість котушок актуатора, а також підвищує еквівалентний коефіцієнт теплопровідності пазової зони, що гарантує надійну роботу підвіски при тривалих циклічних навантаженнях.

3.1.3. Врахування неробочих (буферних) зон магнітопроводу:

Загальна внутрішня висота статора становить $H = 268$ мм. Це формує жорсткий каркас із загальною кількістю пазів $Z_{total} = 22$. З них 18 є робочими (заповненими обмоткою), а 4 пази є неробочими (буферними) і слугують виключно для рівномірного розподілу тиску на тонку внутрішню трубу (0,3 мм).

Ці 4 буферні пази не містять мідного дроту та ізоляції, тому під час вакуумного просочення вони заповнюються епоксидним компаундом на 100% свого об'єму, утворюючи монолітні демпферні кільця.

- Повний геометричний об'єм одного порожнього паза ($V_{slotemp}$):

$$V_{slotemp} = S_p \cdot L_{mean};$$

$$V_{slotemp} = 73,6 \text{ мм}^2 \cdot 251,3 \text{ мм} = 18497,8 \text{ мм}^3 = 18,5 \text{ см}^3;$$

- Об'єм компаунду для заповнення 4 буферних пазів ($V_{compbuf}$):

$$V_{compbuf} = 4 \cdot 18,5 = 74 \text{ см}^3;$$

- Загальний сумарний об'єм епоксидної смоли, необхідний для монолітизації всієї 268-міліметрової конструкції статора ($V_{compfull}$):

$$V_{compfull} = V_{comptot} + V_{compbuf};$$

$$V_{compfull} = 69,8 + 74 = 143,8 \text{ см}^3;$$

Таким чином, для надійного вакуумного просочення одного зібраного статора технологічно необхідно близько 144 см^3 епоксидного компаунду. Це гарантує абсолютну жорсткість каркаса та захист тонкостінної напрямної труби від деформацій.

3.2. Розрахунок моментів затягування відповідальних різьбових з'єднань

Надійність роботи електромагнітної стійки в умовах інтенсивних знакозмінних динамічних навантажень та вібрацій значною мірою залежить від сили попереднього натягу відповідальних різьбових з'єднань. Для забезпечення правильного складання вузла необхідно розрахувати нормативні моменти затягування для двох критичних елементів: нижньої гайки фіксації магнітного пакета та верхньої кришки корпусу.

Крутний момент затягування (M_z) визначається за загальноприйнятою в машинобудуванні напівемпіричною формулою:

$$M_z = K \cdot F_{зат} \cdot d;$$

де $F_{зат}$ — необхідна осьова сила попереднього затягування (стискання деталей), Н;

d — номінальний діаметр різьби, м;

K — коефіцієнт закручування, який враховує тертя в різьбі та на торці гайки. Для сталевих деталей із дрібним кроком різьби при наявності легкого змащення приймається $K = 0,16 \dots 0,18$.

3.2.1. Розрахунок моменту затягування нижньої фіксуєчої гайки

Нижня гайка має спеціальну круглу форму з отворами на торці під штифтовий ключ. Вона накручується на різьбовий хвостовик штока (різьба М16х1,5) і виконує функцію монолітного стискання пакета неодимових магнітів та сталевих концентраторів.

Щоб магнітний пакет не розкривався під дією інерційних сил під час відбою підвіски (коли колесо різко падає в яму), осьова сила затягування $F_{\text{зат}}$ повинна перевищувати максимальне розрахункове динамічне зусилля, розраховане раніше. Приймаємо $F_{\text{зат}} = 15\,040\text{ Н}$ (15 кН).

Номінальний діаметр різьби $d = 0,016\text{ м}$.

Коефіцієнт закручування приймаємо $K = 0,16$.

Розраховуємо момент затягування гайки магнітного пакета:

$$M_{31} = 0,16 \cdot 15\,000 \cdot 0,016 = 38,4\text{ Н} \cdot \text{м};$$

Висновок: Для надійної фіксації магнітів гайку необхідно затягувати динамометричним ключем зі спеціальною штифтовою насадкою із зусиллям $M_{31} = 40\text{ Н} \cdot \text{м}$. Для запобігання самовідкручування від вібрацій, різьбу додатково рекомендується садити на анаеробний фіксатор різьби середньої міцності (наприклад, Loctite 243).

3.2.2. Розрахунок моменту затягування кришки корпусу

Верхня кришка корпусу має зовнішні шліци під сегментний (радіусний) ключ. Вона вкручується у верхню частину статора та притискає мідну ущільнювальну шайбу для забезпечення абсолютної статичної герметичності внутрішнього об'єму актуатора.

Особливістю використання мідної шайби є необхідність створення високого контактного тиску для її пластичної деформації. На відміну від еластичних кілець, метал вимагає значно більшої сили попереднього натягу, щоб заповнити мікронерівності поверхонь.

Приймаємо необхідну осьову силу затягування для пластичної деформації відпаленої міді $F_{\text{зат}} = 10\,000\text{ Н}$ (10 кН).

Діаметр зовнішньої різьби кришки становить М55х1,5
(отже, $d = 0,055\text{ м}$).

Коефіцієнт закручування (враховуючи тертя по міді та різьбі з легким шаром мастила) приймаємо $K = 0,15$.

Розраховуємо момент затягування кришки:

$$M_{32} = 0,15 \cdot 10\,000 \cdot 0,055 = 82,5\text{ Н} \cdot \text{м};$$

Висновок:

Кришку корпусу необхідно затягувати динамометричним ключем із сегментною насадкою із зусиллям **85 Н·м**. Такий момент гарантує достатню деформацію мідної шайби для 100% герметизації, але при цьому знаходиться в безпечних межах і не викликає зрізання витків різьби на тонкостінній трубці статора.

4. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНЬ ТА РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ (MSE)

4.1. Підготовка моделі до розрахунку

Перевірка спроектованої конструкції на міцність здійснювалася методом скінченних елементів (MSE) у спеціалізованому модулі «Анализ напряжений» (Stress Analysis) системи Autodesk Inventor. Даний етап є критично важливим, оскільки коректність налаштування вихідних даних безпосередньо впливає на достовірність результатів моделювання напружено-деформованого стану (НДС).

Процес підготовки моделі включав наступні кроки:

1. Ініціалізація дослідження: Було створено нове статичне моделювання (Static Analysis). Вибір статичного типу розрахунку обґрунтований необхідністю перевірки конструкції на здатність витримувати максимальні пікові навантаження, що виникають у момент «пробою» підвіски, коли динамічні впливи можна розглядати як миттєво прикладені статичні сили.

2. Геометричне спрощення (Ідеалізація): Для підвищення стабільності розрахунку та зменшення часу генерації сітки було проведено часткову ідеалізацію моделі. Зокрема, було проігноровано дрібні декоративні елементи та маркування, які не впливають на загальну жорсткість конструкції, але могли б спричинити надмірне подрібнення сітки в некритичних зонах.

3. Верифікація масово-інерційних характеристик: Після призначення матеріалів було проведено автоматичний розрахунок маси всієї збірки. Це дозволило впевнитися, що модель відповідає проектним завданням, а розподіл мас між непідресореними (кулак, колесо) та підресореними частинами є фізично коректним.

Підготовлена таким чином модель стала базою для подальшого задання граничних умов та налаштування контактної взаємодії між рухомими елементами електромагнітної стійки.

4.2. Налаштування граничних умов

Для коректного моделювання поведінки підвіски під впливом зовнішніх факторів необхідно було відтворити реальні умови закріплення вузла на кузові

автомобіля та задати розрахункові навантаження. Граничні умови в Autodesk Inventor задавалися за допомогою інструментів груп «Зависимости» (Constraints) та «Нагрузки» (Loads).

Задання обмежень ступенів свободи (Фіксація моделі):

1. Штифтова опора (Pin Constraint): Для імітації роботи сайлентблоків нижнього важеля було використано штифтові опори. Цей тип залежності дозволяє деталі вільно обертатися навколо своєї осі (імітація ходу підвіски вгору-вниз), але жорстко обмежує радіальні та осьові зміщення. Це забезпечує природну кінематику важеля відносно підрамника.

2. Фіксація верхньої опори (Fixed Constraint): Верхня частина штока амортизаторної стійки, що кріпиться до чашки кузова, була повністю зафіксована за всіма ступенями свободи. Таке рішення обґрунтоване імітацією ситуації «пробою» підвіски, коли шток амортизатора досягає крайнього положення і навантаження передається безпосередньо на кузовний елемент.

3. Контактна взаємодія: Між усіма критичними вузлами збірки (кулак-важіль, кулак-стійка, шток-корпус) було встановлено тип контакту «Связано» (Bonded). Це дозволило перетворити збірку на єдину математичну систему для розрахунку силових потоків, виключаючи «розліт» деталей при значних деформаціях.

Коректне поєднання штифтових опор на важелі та жорсткої фіксації штока дозволило створити замкнений силовий контур, у якому енергія удару передається від кулака через важіль та стійку на опорні точки кузова, що відповідає фізиці роботи реальної підвіски McPherson.

4.3. Обґрунтування та задання розрахункових навантажень

Для перевірки міцності елементів передньої підвіски в середовищі Autodesk Inventor Stress Analysis було реалізовано модель комбінованого просторового навантаження. Цей підхід дозволяє змодельовати найбільш

критичний стан конструкції: наїзд на перешкоду (динамічний удар) з одночасним екстремним гальмуванням.

1. Визначення базового статичного навантаження Основою для всіх розрахунків є статична реакція дороги на колесо (G_k). Для проектного вузла за базу взято параметри автомобіля. При повній допустимій масі автомобіля 1780 кг, максимальне навантаження на передню вісь становить 960 кг. Відповідно, статичне навантаження на одне переднє колесо становить:

$$G_k = \frac{V_{front} \cdot g}{2};$$

$$G_k = \frac{960 \cdot 9,81}{2} = 4700 \text{ H};$$

2. Розрахунок компонентів вектора сили

Для аналізу напружено-деформованого стану було використано класичну методику розрахунку деталей підвіски на міцність. Сила прикладалася як просторовий вектор, розкладений на три і взаємо перпендикулярні компоненти (F_x , F_y , F_z):

Вертикальна складова (F_y режим «Пробою»): Відтворює динамічний удар об нерівність дороги. Згідно з нормативами для легкових автомобілів, коефіцієнт динамічності (K_d) при повному стисненні підвіски до упору в буфер приймається в межах 3,0... 3,5. Для розрахунку прийнято $K_d = 3,2$

$$F_y = G_k \cdot K_d;$$

$$F_y = 4700 \cdot 3,2 = 15040 \text{ H};$$

Поздовжня складова (F_x - режим гальмування): Імітує зусилля від гальмівного моменту. Визначається через коефіцієнт поздовжнього зчеплення шини з сухим асфальтом ($\varphi = 0,8$)

$$F_x = G_k \cdot \varphi;$$

$$F_x = 4700 \cdot 0,8 = 3760 \text{ H};$$

Поперечна складова (F_z — боковий удар): Відтворює навантаження при контакті з перешкодою (наприклад, бордюр) або різкому екстремальному

маневрі. Коефіцієнт бокового перевантаження (K_y) при ударі приймається на рівні 1,4.

$$F_z = G_k \cdot K_y;$$

$$F_z = 4700 \cdot 1,4 = 6580 \text{ H};$$

Обґрунтування застосування статичного еквівалента: З точки зору фундаментальної динаміки, зусилля при наїзді на нерівність формується за рахунок перетворення кінетичної енергії рухомої непідресореної маси, $\left(E_k = \frac{m_v \cdot v^2}{2}\right)$ у роботу деформації підвіски. У разі вичерпання робочого ходу стійки (пробій до еластичного відбійника), шлях гасіння енергії різко скорочується, що викликає експоненціальне зростання пікової сили. Проте, для проведення скінченно-елементного аналізу (МСЕ) у статичній постановці в САПР Autodesk Inventor, прямолінійне використання енергетичного балансу є неможливим. Тому, згідно з галузевими нормативами автомобілебудування, застосовано метод еквівалентної квазістатичної сили з використанням коефіцієнта динамічності ($K_d = 3,2$). Цей коефіцієнт інтегрує в собі пікові значення кінетичної енергії удару, дозволяючи достовірно імітувати критичні навантаження на елементи шасі у статичному середовищі САПР.

4.4 Методика виставлення сили

Задання навантажень у проєкті виконувалося за наступним алгоритмом:

1. Локалізація: Силу прикладено до внутрішньої поверхні отвору під підшипник маточини на поворотному кулаці. Це забезпечує коректну передачу силового потоку від колеса на важіль та стійку.

2. Тип навантаження: В інструменті «Віддалена сила» активовано режим «Компоненты» (Vector Components), що дозволило ввести значення. $X = 3760\text{H}$, $Y = 15040\text{H}$, $Z = 6580\text{H}$

3. Результируючий вектор: Програма автоматично обчислює загальний вектор сили просторового навантаження, який становить 16841H.

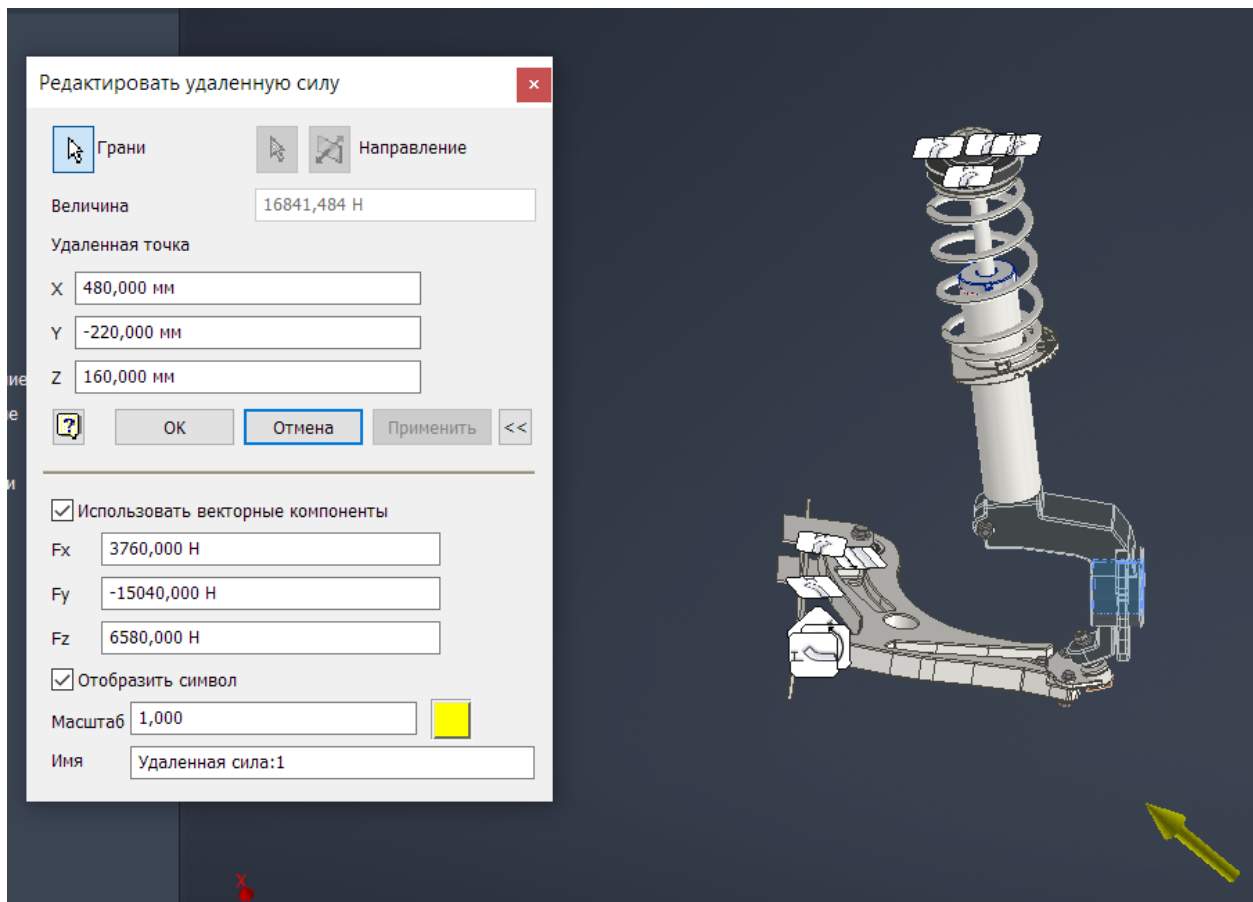


Рисунок 4.1 - Параметри задання компонентів вектора сили в Autodesk Inventor

4.5. Аналіз результатів моделювання напружено-деформованого стану

Після прикладання просторового вектора навантажень, що відповідає режимам екстреного маневрування та пробою підвіски автомобіля масою 1780 кг, було виконано статичний розрахунок.

4.5.1 Аналіз еквівалентних напружень (за критерієм фон Мізеса)

Розподіл напружень у деталях підвіски показаний на відповідній кольоровій епюрі (Рис. 4.2).

1. Загальний стан конструкції: Аналіз результатів свідчить, що основний масив матеріалу спроектованих деталей (корпус стійки, тіло нижнього важеля) працює в безпечній зоні пружних деформацій. Еквівалентні напруження на цих

масивних ділянках (відображені синім та блакитним спектром) знаходяться в межах 100–300 МПа. Це значення є нижчим за межа плинності більшості стандартних конструкційних сталей наприклад, Сталь 45, $\sigma_T \geq 350$ МПа, що гарантує надійність важеля та стійки при сприйнятті робочих навантажень.

2. Зони концентрації напружень: Напруження закономірно зростають у місцях переходу геометричних перерізів: біля кронштейнів кріплення сайлентблоків та в зоні сполучення поворотного кулака зі стійкою.

3. Аналіз пікових значень: Згідно зі шкалою градієнта, максимальне зафіксоване напруження становить 1546 МПа. Проте детальний аналіз моделі показує, що це значення носить виключно локальний, точковий характер (відображено мікроскопічними червоними зонами на гранях). Виникнення таких надвисоких показників пояснюється явищем математичної сингулярності методу скінченних елементів у місцях ідеалізованого жорсткого контакту («Связано») та на гострих кромках без згладжування. У реальних умовах експлуатації в цих мікрозонах відбудеться місцева пластична деформація (наклеп матеріалу), яка перерозподілить силове навантаження на сусідні ділянки, унеможливлючи подальше руйнування деталі.

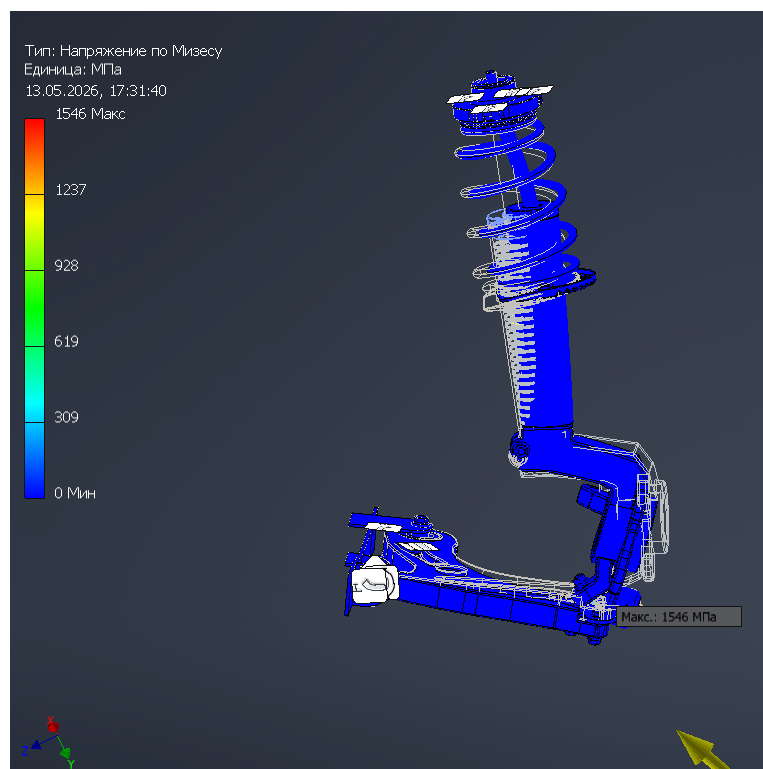


Рисунок 4.2 - Епюра еквівалентних напружень за критерієм фон Мізеса

Отже загальна просторова жорсткість конструкції забезпечена. Отримані результати підтверджують працездатність спроектованого вузла передньої підвіски з електромагнітним розвантаженням під дією пікових розрахункових навантажень.

4.5.2 Аналіз переміщень (деформацій)

Оцінка максимальних зміщень вузлів дозволяє перевірити загальну просторову жорсткість конструкції та переконатися, що під дією навантажень не відбудеться порушення кінематики підвіски (небажаної зміни кутів розвалу та сходження коліс). Результати розрахунку переміщень наведено на епюрі (Рис. 4.3).

1. Загальна картина деформацій: Як видно з кольорової шкали, більша частина підвіски, включно з точками кріплення до кузова та підрамника (верхня опора стійки, сайлентблоки нижнього важеля), залишається в зоні нульових переміщень (синій колір), що підтверджує коректність задання граничних умов.

2. Локалізація максимальних переміщень: Зони найбільших відхилень (відображені жовто-червоним спектром) закономірно знаходяться в нижній частині поворотного кулака, безпосередньо в зоні кріплення шарової опори та маточини колеса. Це пояснюється тим, що саме до цієї ділянки було прикладено сумарний вектор просторового навантаження.

3. Оцінка величини зміщення: Максимальне зафіксоване зміщення становить всього 0,6837 мм. Враховуючи, що на конструкцію діє комбіноване пікове навантаження понад 17 000 Н (екстремне гальмування з одночасним наїздом на перешкоду), деформація менше одного міліметра свідчить про надзвичайно високу згинальну та крутильну жорсткість спроектованих деталей (зокрема, нижнього важеля).

Висновок: Отримані значення пружних деформацій є мізерними в масштабах автомобільної підвіски. Вони не здатні викликати геометричну інтерференцію (перетин) деталей між собою або критично змінити кути

встановлення коліс під час руху. Спроекована електромагнітна підвіска повністю задовольняє вимоги щодо міцності та просторової жорсткості.

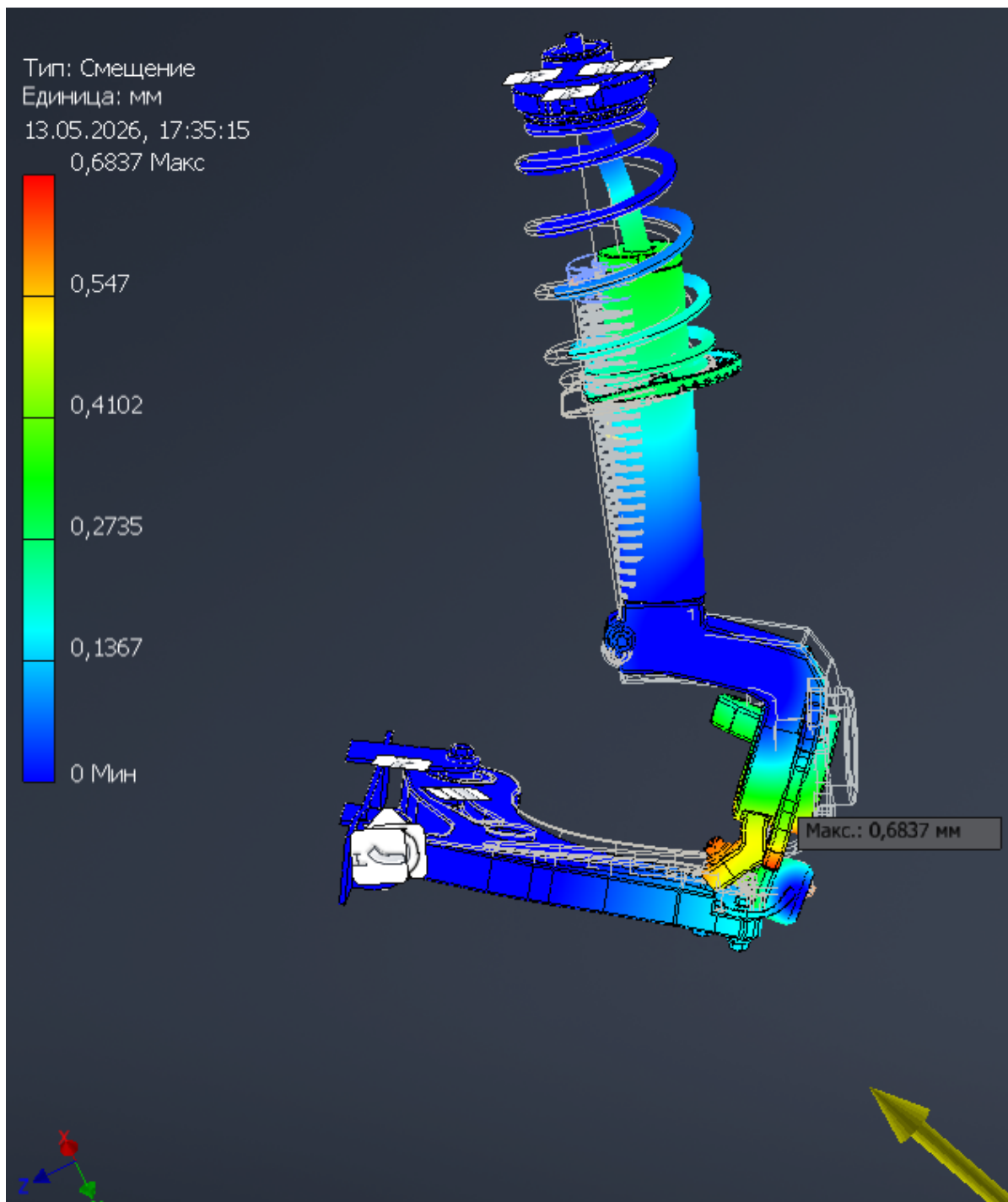


Рисунок 4.3 – Епюра сумарних переміщень вузла підвіски під розрахунковим навантаженням

4.5.3 Аналіз коефіцієнта запасу міцності

Оцінка коефіцієнта запасу міцності є фінальним етапом перевірки надійності вузла. Для деталей ходової частини автомобіля мінімальний

допустимий запас при розрахунку на пікові динамічні навантаження (режим пробою) зазвичай має становити 1,5 - 2,0. Розподіл коефіцієнта запасу міцності наведено на епюрі (Рис. 4.4).

1. Загальний запас міцності конструкції: Як видно з кольорової шкали, абсолютна більшість об'єму спроектованих деталей (весь нижній важіль, корпус електромагнітної стійки, верхня опора) зафарбована темно-синім кольором. Це означає, що коефіцієнт запасу міцності на цих ділянках сягає значення 15 і більше (максимальна межа шкали відображення). Це свідчить про високу надійність закладених конструктивних рішень (товщини стінок, профілі перерізів) і гарантує величезний ресурс міцності при нормальній експлуатації автомобіля.

2. Локалізація мінімальних значень: На шкалі зафіксовано мінімальне значення запасу міцності $n = 0,19$. Воно локалізоване у вузькій контактній зоні сполучення нижньої частини поворотного кулака з кріпильними елементами.

3. Обґрунтування мінімуму: Значення $n < 1$ теоретично означає руйнування, проте в даному випадку це значення є прямим математичним наслідком виявленої раніше сингулярності (пікового напруження 1546 МПа). Оскільки математичний апарат САПР ділить межу плинності матеріалу на нескінченно велике напруження в точці ідеалізованого жорсткого контакту («Связано»), програма видає локальний нульовий запас міцності. Поза цією мікроскопічною зоною сингулярності, робочий запас міцності всіх навантажених вузлів поворотного кулака стабільно перевищує нормативне значення 2,0 (зелений та блакитний спектр).

Висновок: Конструкція має багаторазовий запас міцності по основному масиву матеріалу і здатна безпечно витримувати екстремальні комбіновані навантаження масою автомобіля.

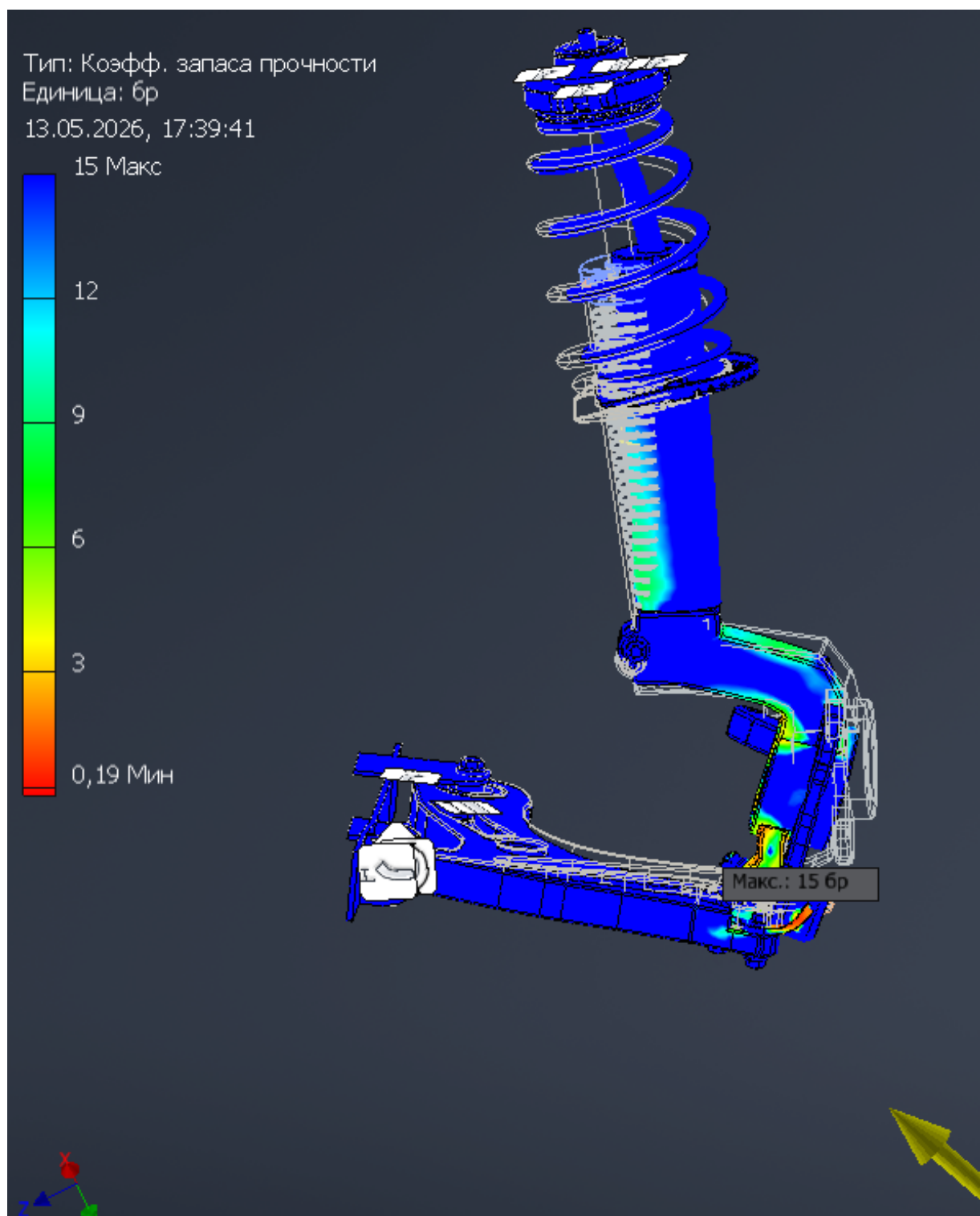


Рисунок 4.4 - Епюра розподілу коефіцієнта запасу міцності деталей підвіски

5. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

5.1. Аналіз призначення та технологічності конструкції деталі

Розробка оптимального технологічного процесу вимагає глибокого розуміння умов роботи деталі у вузлі, її функціональних завдань та конструктивних особливостей. Об'єктом даного технологічного розділу є центральний силовий елемент електромагнітного актуатора — рухомий шток (якір).

За своїм конструктивним виконанням деталь «Шток» належить до класу ступінчастих валів. У системі електромагнітної підвіски Макферсон шток виконує три критично важливі функції:

1. Кінематична та силова: Шток є основною ланкою, що з'єднує активну зону підвіски з кузовом автомобіля (через верхню гумометалеву опору). Він передає знакозмінні вертикальні зусилля (до 13,5 кН) та сприймає паразитні згинальні моменти (до 2,3 кН), що виникають під час руху автомобіля по нерівностях.

2. Магнітопровідна: Осердя штока виконує роль внутрішнього ярма (магнітопроводу). На нього насаджуються високопотужні постійні неодимові магніти (NdFeB) та сталеві концентратори. Деталь повинна забезпечувати ідеальну співвісність магнітного пакета відносно статора для збереження рівномірного робочого повітряного зазору.

3. Напрямна (трибологічна): Верхня відполірована частина штока ковзає крізь пакет ущільнень (Turcon® Variseal® M2) та композитну напрямну втулку (SF-1) верхньої кришки актуатора.

Ключові вимоги до робочих поверхонь:

- Посадкові поверхні під магніти та проставки: вимагають точної геометрії (квалітети IT7–IT8) для забезпечення щільної пресової без перекосів.
- Поверхня ковзання (контактна зона з втулкою SF-1): є найвідповідальнішою частиною деталі. Вона вимагає високої точності діаметрального розміру (квалітет IT6), мінімального відхилення від

циліндричності та низької шорсткості ($Ra \leq 0,4$ мкм) для мінімізації сил тертя та запобігання зносу ущільнень.

- Різьбові хвостовики: вимагають дотримання стандартного профілю метричної різьби для надійного силового затягування кріпильних гайок.

5.1.1. Аналіз технологічності конструкції

Конструкція штока спроектована з урахуванням вимог високопродуктивного механообробного виробництва:

1. Матеріал деталі: Як матеріал обрано конструкційну леговану хромисту сталь Сталь 40X. У нормалізованому стані вона має відмінну оброблюваність різанням, що дозволяє застосовувати високі швидкості різання на токарних операціях. Сталь 40X чудово піддається термічному покращенню (об'ємне гартування з високим відпуском), що забезпечує високу втомну міцність осердя (твердість 28...32 HRC) без схильності до значних гартувальних деформацій.

2. Геометрична форма: Геометрія валу є відкритою та жорсткою. Усі переходи між ступенями (зміна діаметрів) виконані з радіусними галтелями, що виключає появу концентраторів напружень і сприяє вільному виходу різців. Деталь не містить закритих пазів, глибоких глухих отворів чи несиметричних елементів, які б вимагали використання дефіцитного спец інструменту або багатоосьового фрезерування.

3. Можливості базування: Конструкція штока ідеально адаптована для базування «в центрах». Виконання на торцях технологічних центрових отворів забезпечує принцип єдності баз: від першої чорнової токарної операції до фінішного круглого шліфування вал базується однаково. Це мінімізує похибки встановлення та гарантує нульове радіальне биття відповідальних поверхонь одна відносно одної.

5.1.2. Кількісний аналіз технологічності конструкції

Для об'єктивного підтвердження технологічності конструкції розраховано базові кількісні показники на основі реальних масо-габаритних параметрів деталі. Шток має загальну довжину $L_{\text{заг}} = 376$ мм і складається з трьох основних ступенів:

- Ступінь 1: 14 мм, $l_1 = 35$ мм (різьбовий хвостовик);
- Ступінь 2: 16 мм, $l_2 = 120$ мм (з різьбою 28 мм);
- Ступінь 3: 22 мм, $l_3 = 221$ мм.

1. Коефіцієнт використання матеріалу ($K_{\text{вм}}$):

Визначає економічну ефективність витрати металу (відношення чистої маси штока $m_{\text{дет}}$ до маси вихідної заготовки з гарячекатаного прокату $m_{\text{заг}}$):

$$K_{\text{вм}} = \frac{m_{\text{дет}}}{m_{\text{заг}}};$$

Об'єм готової деталі ($V_{\text{дет}}$) дорівнює сумі об'ємів трьох ступенів:

$$V_{\text{дет}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot l_1 + \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot l_2 + \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot l_3;$$

$$V_{\text{дет}} = \left(\frac{3,14 \cdot 14^2}{4} \cdot 35 \right) + \left(\frac{3,14 \cdot 16^2}{4} \cdot 120 \right) + \left(\frac{3,14 \cdot 22^2}{4} \cdot 221 \right) =$$

$$= 5385 + 24115 + 83965 = 113465 \text{ мм}^3 = 113,5 \text{ см}^3;$$

Маса готової деталі ($m_{\text{дет}}$) при густині Сталі 40Х $\rho = 7,85$ г/см³:

$$m_{\text{дет}} = V_{\text{дет}} \cdot \rho;$$

$$m_{\text{дет}} = 113,5 \cdot 7,85 = 891 \text{ г} = 0,89 \text{ кг};$$

Вибір та маса заготовки ($m_{\text{заг}}$): Оскільки максимальний діаметр деталі 22 мм, за ГОСТ 2590-2006 вибираємо найближчий більший стандартний гарячекатаний прокат круг 25 мм. Це залишає по 1,5 мм припуску на сторону для зняття знеуглецьованого шару. Довжина заготовки з урахуванням припусків на підрізання торців (по 2,5 мм з кожного боку):

$$L_{\text{заг}} = 376 + 5 = 381 \text{ мм};$$

Об'єм заготовки: $V_{\text{заг}} = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \cdot 381$

Маса заготовки: $m_{\text{заг}} = 187,0 \cdot 7,85 = 1468 \text{ г} = 1,47 \text{ кг}$

Розрахунок $K_{\text{вм}}$:

$$K_{\text{вм}} = \frac{0,89}{1,47} = 0,605;$$

2. Коефіцієнт точності обробки ($K_{\text{тч}}$): Характеризує загальний рівень складності досягнення розмірів:

$$K_{\text{тч}} = 1 - \frac{1}{IT_{\text{сер}}};$$

Деталь «Шток» має близько 15 макроповерхонь (циліндри, торці, фаски, різьби). З них:

- 3 точні поверхні (шийки під втулку та сальники, посадки під магніти) обробляються за IT7;
- 12 вільних поверхонь (фаски, канавки, торці, довжини ступенів) обробляються за IT14. Середній квалітет: $IT_{\text{сер}} = 153 \cdot 7 + 12 \cdot 14 = 1521 + 168 = 12,6$.

$$K_{\text{тч}} = 1 - \frac{1}{12,6} = 0,92;$$

Висновок: Показник $K_{\text{тч}} > 0,8$ доводить, що конструкція не перевантажена надмірно жорсткими допусками.

3. Коефіцієнт шорсткості поверхонь ($K_{\text{ш}}$):

Показує трудомісткість досягнення заданої чистоти поверхонь (відношення кількості поверхонь $A_{\text{точ}}$, що вимагають шліфування, до загальної кількості поверхонь $A_{\text{заг}}$):

$$K_{\text{ш}} = \frac{A_{\text{точ}}}{A_{\text{заг}}} = \frac{1}{15} = 0,067;$$

Висновок: Низьке значення даного коефіцієнта підтверджує високу технологічність: дорога та тривала операція круглого шліфування ($Ra \leq 0,4 \text{ мкм}$) локалізована лише на одній поверхні (ділянці контакту з ущільненнями). Інші 14

поверхонь обробляються високопродуктивним чистовим точінням ($Ra=1,25\dots2,5$ мкм).

5.2. Визначення типу та організаційної форми виробництва

Тип виробництва є найважливішою комплексною характеристикою, яка визначає принципи розробки технологічного процесу, вибір обладнання, інструменту та ступінь автоматизації. Визначення типу виробництва здійснюється на основі заданої річної програми випуску деталі та її масо-габаритних показників.

5.2.1. Вихідні дані для розрахунку

- **Деталь:** Шток (осердя електромагнітного актуатора).
- **Маса деталі (m):** 0,89 кг (відноситься до категорії дрібних деталей, $m < 1,0$ кг).
- **Річна програма випуску (N):** 10 000 шт/рік.
- **Режим роботи дільниці:** Двозмінний (класичний для машинобудівних підприємств).
- **Дійсний річний фонд часу роботи обладнання (Fd):** За довідковими нормативами для двозмінного режиму роботи при 5-денному робочому тижні $F_d = 4015$ годин.

5.2.2. Розрахунок такту випуску

Такт випуску (τ) — це середній розрахунковий час, через який з виробничої лінії сходить одна готова деталь. Він визначається за формулою:

$$\tau = \frac{F_d \cdot 60}{N};$$

$$\tau = \frac{4015 \cdot 60}{10000} = \frac{240900}{10000} = 24,09 \text{ хв/шт.};$$

5.2.3. Обґрунтування типу виробництва

Згідно з нормативними таблицями технологічного проектування (за ГОСТ 14.004-83), для деталей масою до 1 кг при річній програмі випуску від 5 000 до 50 000 шт/рік, тип виробництва класифікується як середньосерійне.

Крім того, розрахунковий такт випуску ($\tau = 24,1$ хв) значно перевищує штучний час виконання більшості механообробних операцій (наприклад, токарна обробка валу на ЧПК зазвичай займає 3–6 хвилин). Це означає, що синхронізувати операції (як це робиться у масовому безперервно-потоківому виробництві) неможливо і недоцільно, оскільки обладнання буде простоювати. Отже, математичний розрахунок підтверджує середньосерійний тип виробництва.

5.2.4. Визначення розміру партії деталей

Оскільки виробництво є серійним, деталі обробляються не поштучно і не безперервно, а партіями. Розмір партії (n) — це кількість однакових деталей, які обробляються на робочому місці з одноразовою витратою підготовчо-заклучного часу (на переналагодження верстата).

Розрахунок оптимального нормативного розміру партії ведеться за формулою:

$$n = \frac{(N \cdot a)}{F_p};$$

де

- a — кількість днів запасу деталей на складі (для середньосерійного виробництва приймається $a = 5$ днів);
- F_p — кількість робочих днів у році ($F_p = 253$ дні).

$$n = \frac{(10\,000 \cdot 5)}{253} = \frac{50\,000}{253} = 197,6 \text{ шт.};$$

З метою зручності планування та транспортування, приймаємо скоригований розмір партії: $n = 200$ шт.

5.2.5. Вибір організаційної форми виробництва

Враховуючи середньосерійний тип виробництва та розмір партії у 200 штук, приймається партійно-технологічна (предметно-замкнена) організаційна форма.

Характеристики прийнятої форми організації:

1. **Обладнання:** Використовуються не спеціальні верстати (як у масовому виробництві), а сучасні високопродуктивні багатоцільові верстати з ЧПК (токарні центри та круглошліфувальні верстати з числовим управлінням). Вони дозволяють швидко змінювати керуючу програму та переналагоджувати верстат під випуск інших деталей підвіски після завершення партії штовхачів.

2. **Розташування обладнання:** Верстати на ділянці розміщуються за технологічним принципом (група токарних, група шліфувальних, ділянка термообробки).

3. **Рух заготовок:** Заготовки переміщуються між операціями не поштучно на конвеєрі, а цілими партіями (по 200 шт.) у спеціальній багатоярусній тарі (палетах), що захищає відполіровані поверхні валів від механічних пошкоджень під час транспортування.

4. **Спеціалізація робочих місць:** Кожне робоче місце виконує кілька різних операцій, що періодично повторюються в міру запуску нових партій деталей.

Висновок до підрозділу: Визначений середньосерійний тип виробництва є економічно найвигіднішим для випуску 10 000 стійок на рік. Він забезпечує гнучкість виробничої лінії та дозволяє максимально ефективно використовувати сучасне металорізальне обладнання з ЧПК.

5.3. Вибір методу отримання заготовки та її проєктування

Вибір оптимального методу отримання заготовки є одним із найважливіших етапів технологічного проєктування, оскільки він безпосередньо

впливає на коефіцієнт використання матеріалу, трудомісткість подальшої механічної обробки та загальну собівартість виготовлення деталі.

5.3.1. Аналіз можливих методів отримання заготовки

Деталь «Шток» належить до класу ступінчастих валів. Її максимальний діаметр становить $D_{\max} = 22$ мм, а загальна довжина $L_{\text{заг}} = 376$ мм. Для деталей такого класу в умовах середньосерійного виробництва (10 000 шт/рік) розглядаються два основні методи отримання заготовки:

1. **Гаряче об'ємне штампування на горизонтально-кувальних машинах.** Дозволяє отримати заготовку, форма якої максимально наближена до контурів готової деталі (з усіма ступеннями). Однак для нашого валу цей метод є економічно та технологічно недоцільним через велике відношення довжини до діаметра ($L/D = 17$). Довга і тонка заготовка під час штампування схильна до викривлення, а перепади діаметрів між ступеннями деталі (22 мм, 16 мм, 14 мм) є занадто малими, щоб виправдати величезні витрати на проєктування та виготовлення складних штамсів.

2. **Відрізання з сортового круглого прокату.** Найбільш раціональний метод для гладких та ступінчастих валів із незначним перепадом діаметрів. Він не потребує дорогого ковальського оснащення. Сучасні токарні верстати з ЧПК здатні зняти надлишковий припуск із прокату за один-два проходи за лічені хвилини.

Висновок: Враховуючи вищенаведене, як заготовку приймаємо гарячекатаний круглий прокат звичайної точності прокатування.

5.3.2. Розрахунок розмірів заготовки

Для визначення габаритів заготовки необхідно розрахувати загальні припуски на механічну обробку.

1. Припуск на довжину (підрізання торців):

Заготовка відрізається від довгого прутка на стрічкопильному верстаті. Після відрізання торці мають нерівності та відхилення від перпендикулярності, тому вони підлягають фрезеруванню або токарному підрізання під базування у центрах.

Згідно з довідковими нормативами для прокату діаметром до 30 мм і довжиною понад 300 мм, припуск на обробку одного торця становить

$$Z_T = 2,5 \text{ мм};$$

Загальний припуск на довжину:

$$Z_L = 2 \cdot Z_T;$$

$$Z_L = 2 \cdot 2,5 = 5,0 \text{ мм};$$

Розрахункова довжина заготовки:

$$L_{\text{заг}} = L_{\text{дет}} + Z_L;$$

$$L_{\text{заг}} = 376 + 5,0 = 381 \text{ мм};$$

2. Припуск на діаметр:

Максимальний діаметр деталі (базове силове осердя) становить $D_{\text{max}} = 22 \text{ мм}$.

Оскільки поверхня прокату має дефекти (зневуглецьований шар, окалину, мікротріщини), їх необхідно обов'язково видалити під час чорнового точіння. Мінімальний сумарний припуск на сторону для валів такого розміру становить 1,0...1,5 мм.

Розрахунковий діаметр заготовки:

$$D_{\text{розрах}} = D_{\text{max}} + 2 \cdot Z_d;$$

$$D_{\text{розрах}} = 22 + 2 \cdot 1,5 = 25,0 \text{ мм};$$

Згідно з ГОСТ 2590-2006 (ДСТУ 4738:2007) «Прокат сталевий гарячекатаний круглий», обираємо найближчий стандартний діаметр прокату: $D_{\text{заг}} = 25 \text{ мм}$.

5.3.3. Розрахунок маси заготовки та оформлення ескізу

Знаючи розміри заготовки $D_{\text{заг}} = 25 \text{ мм}$, $L_{\text{заг}} = 381 \text{ мм}$, розрахуємо

її об'єм та масу. Густина Сталі 40Х становить $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ ($0,00785 \text{ г/мм}^3$).

- Об'єм заготовки $V_{\text{заг}}$:

$$V_{\text{заг}} = \frac{(\pi \cdot D_{\text{заг}}^2)}{4} \cdot L_{\text{заг}};$$

$$V_{\text{заг}} = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \cdot 381 = 186938 \text{ мм}^3 = 187,0 \text{ см}^3;$$

- Маса заготовки $M_{\text{заг}}$:

$$M_{\text{заг}} = V_{\text{заг}} \cdot \rho;$$

$$M_{\text{заг}} = 186938 \cdot 0,00785 \approx 1468 \text{ г} = 1,47 \text{ кг};$$

Як було визначено у підрозділі 5.1.3, чиста маса готової деталі становить $m_{\text{дет}} = 0,89 \text{ кг}$. Коефіцієнт використання матеріалу становить $K_{\text{вм}} = 0,61$, що підтверджує правильність обраного методу отримання заготовки.

Позначення матеріалу заготовки в технологічній документації:

Для замовлення матеріалу на виробництво формується наступний стандартний запис:

$$\text{Круг } \frac{25 \text{ ДСТУ 8608: 2015}}{\text{Сталь 40Х ДСТУ 7807: 2015}};$$

(де 25 — діаметр у мм, 40Х — марка легованої сталі).

5.4. Вибір технологічних баз та розробка маршрутного технологічного процесу

Проектування технологічного маршруту визначає послідовність проходження заготовки через робочі місця для поступового перетворення її на готову деталь із заданими кресленням параметрами якості. Успішність цієї трансформації критично залежить від правильного вибору технологічних баз.

5.4.1. Вибір технологічних баз

Базування — це надання заготовці необхідного положення відносно

системи координат верстата та ріжучого інструменту.

Аналіз геометрії деталі «Шток» показує, що вона належить до класу нежорстких валів. Відношення її довжини до максимального діаметра становить:

$$\frac{L}{D} = \frac{376}{22} \approx 17,1;$$

Згідно з правилами технології машинобудування, деталі з відношенням $\frac{L}{D} > 5$ категорично заборонено обробляти виключно консольно (із закріпленням лише в патроні) через виникнення пружного віджиму деталі під дією сил різання, що призводить до втрати циліндричності (утворення «бочкоподібності» або «конусності») та виникнення сильних вібрацій.

Виходячи з цього, для виготовлення штока приймається наступна схема базування:

1. Чорнові бази (для першої операції): Зовнішня циліндрична поверхня прокату. Використовується лише один раз для затискання в лещатах або призмах при фрезеруванні торців та зацентровуванні.

Головні технологічні бази (для всіх наступних операцій): Два технологічні центрові отвори (форми А за ДСТУ ГОСТ 14034:2008), виконані на торцях заготовки.

Обґрунтування базування «в центрах»:

- **Дотримання принципу єдності баз:** Деталь базується однаково на токарних чорнових, токарних чистових та круглошліфувальних операціях. Це зводить похибку базування практично до нуля ($\varepsilon_6 = 0$).

- **Забезпечення співвісності:** Дозволяє отримати ідеальну співвісність усіх ступенів валу, що є критичним для запобігання радіального биття магнітного пакета всередині статора.

- **Збереження осі після термообробки:** Термічне гартування неминує викликає незначні поводки (викривлення) довгого валу. Наявність центрових отворів дозволяє встановити деформований вал на круглошліфувальний верстат і відшліфувати його робочі поверхні точно відносно початкової геометричної осі.

5.4.2. Розробка маршрутного технологічного процесу

Враховуючи середньосерійний тип виробництва (партії по 200 шт.), технологічний процес будується за принципом диференціації операцій з використанням сучасного високопродуктивного обладнання з ЧПК. Операції розділені на чорнові (зняття основної маси металу) та чистові (після термічної обробки).

005 Заготівельна

- **Обладнання:** Автоматичний стрічкопильний верстат.
- **Зміст переходу:** Відрізати заготовку від прутка Ø25 мм

(Сталь 40X) витримуючи розмір довжини $L = 381$ мм.

010 Фрезерно-центрувальна

- **Обладнання:** Фрезерно-центрувальний напівавтомат.
- **Базування:** У самоцентруючих призмах за зовнішній чорновий діаметр.
- **Зміст переходів:** 1. Одночасне фрезерування двох торців у розмір $L = 376$ мм.
2. Одночасне свердління двох центрових отворів (свердла центрувальні Ø2,5 мм).

015 Токарна з ЧПК (Чорнова)

- **Обладнання:** Токарний центр з ЧПК.
- **Базування:** В центрах. Обертання передається через повідковий патрон (або торцевий плаваючий центр) та притиск обертовим центром задньої бабки.
- **Зміст переходів:** Точіння зовнішніх поверхонь ступенів валу (Ø22, Ø16, Ø14) по контуру за керуючою програмою. Зняття знеуглецьованого шару. Залишення припусків 0,5...0,8 мм на сторону для чистового точіння та шліфування.

020 Термічна

- **Обладнання:** Багатоцільова камерна електропіч.

- **Зміст переходу:** Об'ємне термічне покращення (гартування + високий відпуск). Забезпечення рівномірної твердості серцевини в межах 28 ...32 HRC. Очищення від окалини.

025 Токарна з ЧПК (Чистова)

- **Обладнання:** Токарний верстат з ЧПК.
- **Базування:** В центрах.
- **Зміст переходів:** 1. Чистове точіння ступенів по контуру з витримуванням розмірів за 9–11 квалітетами (крім ділянки під шліфування).
2. Прорізання технологічних канавок для виходу різбового різця та шліфувального круга.
3. Нарізання метричних різьб на хвостовиках різбовими пластинами за кілька проходів.
4. Фрезерування шестигранника (розмір під ключ $S=8$ мм) на верхньому торці штока за допомогою приводної кінцевої фрези.

030 Круглошліфувальна

- **Обладнання:** Круглошліфувальний напівавтомат з ЧПК (3М151).
- **Базування:** У двох жорстких твердосплавних центрах (для забезпечення максимальної точності обертання). Хомут на кінці валу.
- **Зміст переходів:** Поздовжнє врізне шліфування робочої прямої шийки (ділянка контакту з ущільненнями Turcon® Variseal® та втулкою SF-1). Забезпечення точності розміру за IT6 та шорсткості поверхні $Ra \leq 0,4$ мкм.

035 Мийна

- **Обладнання:** Автоматична мийна машина карусельного типу.
- **Зміст переходу:** Промивання партії деталей лужним розчином для видалення залишків МОР (мастильно-охолоджуючої рідини) та абразивного пилю, сушка гарячим повітрям.

040 Контрольна

- **Обладнання:** Координатно-вимірювальна машина (КВМ), профілометр, різбові калібри-кільця, мікрометри гладкі.

- **Зміст переходу:** контроль посадкових розмірів, шорсткості відшліфованої шийки та геометричного биття валу. Вибірковий контроль кроку та профілю різьби.

Висновок до підрозділу 5.4: Розроблений технологічний маршрут є раціональним для умов середньосерійного виробництва. Розділення токарних операцій на чорнові та чистові з проміжною термічною обробкою нівелює внутрішні залишкові напруження в металі. Використання єдиної технологічної бази (центрових отворів) на всіх механообробних етапах гарантує досягнення жорстких конструкторських вимог до точності та якості робочих поверхонь електромагнітного штока.

5.5. Розрахунок припусків на механічну обробку

Визначення оптимальних припусків має вирішальне значення для економіки виробництва: надмірно великі припуски призводять до перевитрати металу, електроенергії та зносу інструменту, а занижені — не дозволяють видалити дефектний шар і досягти необхідної точності.

5.5.1. Обґрунтування методу розрахунку та вибір поверхні

Для дипломного проєкту розрахунок припусків виконано **дослідно-статистичним методом** (за нормативними таблицями ГОСТ) для найвідповідальнішої поверхні деталі.

Об'єктом розрахунку є зовнішня напрямна поверхня силового осердя (Ступінь 3).

- Конструкторські вимоги до поверхні: номінальний діаметр $\varnothing 22$ мм, поле допуску — h6 (висока прецизійність), шорсткість

$$Ra \leq 0,4 \text{ мкм};$$

- Матеріал: Сталь 40Х.
- Заготовка: гарячекатаний прокат $\varnothing 25$ мм.

5.5.2. Встановлення технологічного маршруту обробки поверхні

Для досягнення заданої точності (IT6) та дзеркальної шорсткості з вихідної заготовки, поверхня повинна пройти чотири технологічні стадії. Маршрут обробки (з урахуванням попередньо обраного базування «в центрах») виглядає так:

1. Заготовка (гарячекатаний прокат).
2. Точіння чорнове (Операція 015).
3. Точіння чистове після термообробки (Операція 025).
4. Кругле шліфування фінішне (Операція 030).

5.5.3. Визначення міжперехідних припусків та розмірів

Розрахунок ведеться у зворотному порядку — від готового розміру креслення до розміру вихідної заготовки.

Крок 1. Фінішне кругле шліфування (до досягнення Ø22 h6)

Шліфування має зняти сліди від різця після чистового точіння, виправити можливі термічні поводки після гартування та забезпечити

$R_a = 0,4$ мкм.

- Мінімальний припуск на діаметр для круглого шліфування валів такого розміру після термообробки становить $2Z_{шл} = 0,3$ мм.
- Розрахунковий діаметр валу перед шліфуванням (після чистового точіння) дорівнює:

$$d_3 = 22,0 + 0,3 = 22,3 \text{ мм};$$

- Точність чистового точіння приймається за квалітетом IT9. Допуск для Ø22,3 становить $T_3 = 0,052$ мм.
- Виконавчий розмір після чистового точіння: Ø22,3_{-0,052} мм.

Крок 2. Чистове точіння (до досягнення Ø22,3 h9)

Чистове точіння знімає тверду окалину після термообробки та формує точну геометрію під шліфування. Шорсткість після цієї стадії

$$Ra = 1,6 \dots 2,5 \text{ мкм.}$$

- Припуск на діаметр для чистового точіння становить $2Z_{\text{чист}} = 0,7 \text{ мм.}$

- Розрахунковий діаметр валу перед чистовим точінням (після чорнового) дорівнює:

$$d_2 = 22,3 + 0,7 = 23,0 \text{ мм;}$$

- Точність чорнового точіння приймається за квалітетом IT12. Допуск для $\varnothing 23,0$ становить $T_2 = 0,210 \text{ мм.}$

- Виконавчий розмір після чорнового точіння: $\varnothing 23,0_{-0,210} \text{ мм.}$

Крок 3. Чорнове точіння (до досягнення $\varnothing 23,0 \text{ h12}$)

Завдання чорнового точіння — зняти корку прокату (зневуглецьований шар глибиною близько 0,5–0,8 мм) та вирівняти кривизну заготовки.

- Припуск на чорнове точіння визначається як різниця між діаметром прокату та діаметром після чорнового точіння:

$$2Z_{\text{чорн}} = D_{\text{заг}} - d_2;$$

$$2Z_{\text{чорн}} = 25,0 - 23,0 = 2,0 \text{ мм, ;}$$

- Цей припуск (по 1,0 мм на сторону) є абсолютно достатнім для зняття дефектного шару прокату звичайного класу точності.

Для зручності оформлення технологічної документації результати розрахунків зведено в Таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 — Міжперехідні розміри та припуски для поверхні $\varnothing 22 \text{ h6}$

Технологічний перехід	Розрахунковий діаметр, мм	Припуск на діаметр (2Z), мм	Квалітет точності	Допуск (T), мм	Виконавчий розмір, мм	Шорсткість Ra, мкм
Заготовка (прокат)	25,00	—	h14	1,300	$\varnothing 25,0-1,300$	—
Точіння чорнове	23,00	2,00	h12	0,210	$\varnothing 23,0-0,210$	6,3
Точіння чистове	22,30	0,70	h9	0,052	$\varnothing 22,3-0,052$	2,5
Кругле шліфування	22,00	0,30	h6	0,013	$\varnothing 22,0-0,013$	0,4

Висновок до підрозділу 5.5: Проведений розрахунок підтверджує раціональність раніше обраної заготовки діаметром 25 мм. Розподіл припусків на чорнові та чистові етапи ($2,0 \rightarrow 0,7 \rightarrow 0,3$ мм) відповідає принципу поступового зменшення глибини різання, що гарантує усунення дефектних шарів металу, зняття залишкових внутрішніх напружень та досягнення прецизійної точності $\varnothing 22 \text{ h}6$ для ідеальної взаємодії штока з ущільненнями.

5.6. Розрахунок режимів різання

Метою розрахунку режимів різання є визначення оптимальних параметрів обробки (глибини різання, подачі та швидкості), які забезпечують досягнення заданої точності та шорсткості поверхні при максимальній продуктивності верстата і нормативній стійкості ріжучого інструменту.

5.6.1. Вихідні дані для розрахунку

Розрахунок виконується для **Операції 025 (Токарна з ЧПК чистова)**.

- **Оброблювана поверхня:** Напрямна шийка штока (Ступінь 3).
- **Діаметр до обробки (після чорнового точіння):** $D = 23,0$ мм.
- **Діаметр після обробки:** $d = 22$ мм.
- **Довжина обробки:** $l = 221$ мм.
- **Матеріал деталі:** Сталь 40Х (після термічного покращення, твердість $HB \approx 280$).
- **Обладнання:** Токарний центр з ЧПК.
- **Ріжучий інструмент:** Прохідний різець із механічним кріпленням твердосплавної ромбічної пластини (CNMG). Матеріал пластини — твердий сплав Т15К6 (або сучасний аналог із зносостійким покриттям TiN). Головний кут у плані $\varphi = 45^\circ$, радіус при вершині $r = 0,8$ мм.

5.6.2. Розрахунок глибини різання (t)

Оскільки чистове точіння виконується за один прохід, глибина різання визначається як половина припуску на діаметр:

$$t = \frac{D - d}{2};$$

$$t = \frac{23,0 - 22,3}{2} = \frac{0,7}{2} = 0,35 \text{ мм};$$

Така мала глибина різання є оптимальною для чистової обробки, оскільки вона мінімізує сили віджиму нежорсткого валу та запобігає виникненню вібрацій.

5.6.3. Вибір подачі (S)

Подача при чистовому точінні обмежується вимогами до шорсткості обробленої поверхні. Для досягнення шорсткості $R_a = 2,5$ мкм (яка необхідна як базова перед фінішним круглим шліфуванням) при радіусі при вершині різця $r = 0,8$ мм, згідно з нормативами теорії різання, рекомендується подача в межах $0,1 \dots 0,2$ мм/об.

Приймаємо розрахункову подачу: **$S = 0,15$ мм/об.**

5.6.4. Розрахунок швидкості різання (V)

Швидкість різання розраховується за емпіричною формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} K_v;$$

де $C_v = 340$ — коефіцієнт, що враховує властивості матеріалу та інструменту (для твердого сплаву по сталі);

$T = 30$ хв — період нормативної стійкості різця для верстатів з ЧПК;

$m = 0,20$, $x = 0,15$, $y = 0,35$ — показники степеня (з довідника технолога);

K_v — загальний поправочний коефіцієнт, що враховує реальні умови різання:

$$K_v = K_{Mv} \cdot K_{Пv} \cdot K_{Иv};$$

де $K_{Mv} = 0,8$ — коефіцієнт на оброблюваність покращеної сталі;

$K_{Пv}$ та $K_{Иv}$ — коефіцієнти стану поверхні та інструменту.

$$K_v = 0,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,8;$$

Підставляємо значення:

$$V = \frac{340}{30^{0,20} \cdot 0,35^{0,15} \cdot 0,15^{0,35}} \cdot 0,8 = \frac{340}{1,97 \cdot 0,85 \cdot 0,51} \cdot 0,8 \approx \frac{272}{0,854} \approx 318 \frac{\text{м}}{\text{хв}};$$

Оскільки така швидкість може викликати температурні поводки тонкого валу, з метою забезпечення максимальної точності, коригуємо швидкість до рекомендованої для чистового точіння довгих валів з ЧПК:

приймаємо $V = 150$ м/хв.

5.6.5. Розрахунок частоти обертання шпинделя (n)

Частота обертання деталі визначається за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D};$$

$$n = \frac{1000 \cdot 150}{3,14 \cdot 23,0} = \frac{150\,000}{72,22} = 2076 \text{ об/хв};$$

Зважаючи на кінематику сучасних токарних верстатів з безступінчастим регулюванням (ЧПК), приймаємо фактичну частоту обертання шпинделя:
 $n_{\phi} = 2000$ об/хв.

Фактична швидкість різання складе:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\phi}}{1000};$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 23,0 \cdot 2000}{1000} = 144,4 \text{ м/хв};$$

5.6.6. Перевірка потужності різання

Головна складова сили різання (P_z) розраховується за формулою:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p;$$

Для чистового точіння з малими перерізами зрізу ($t = 0,35$, $S = 0,15$) сила різання є незначною і становить орієнтовно $P_z \approx 250 \dots 300$ Н.

Ефективна потужність на різання (N_e):

$$N_e = \frac{P_z \cdot V_\phi}{60 \cdot 1000};$$

$$N_e = \frac{300 \cdot 144,4}{60000} = 0,72 \text{ кВт};$$

Потужність головного приводу сучасних токарних центрів з ЧПК становить 11 ... 15 кВт.

Умова $N_e < N_{\text{верстата}}$ виконується з величезним запасом, що підтверджує можливість реалізації розрахованих режимів.

Висновок до підрозділу 5.6:

Для виконання чистової токарної операції призначено наступні режими різання:

- Глибина різання: **$t = 0,35$ мм;**
- Подача: **$S = 0,15$ мм/об;**
- Частота обертання шпинделя: **$n = 2000$ об/хв;**
- Швидкість різання: **$V = 144,4$ м/хв.**

Вибрані режими гарантують отримання необхідної шорсткості поверхні, відсутність температурних деформацій штока та безперебійну роботу обладнання з ЧПК.

5.7. Розрахунок норм часу

Технічне нормування часу є основою для планування виробництва,

розрахунку завантаженості обладнання та визначення собівартості виготовлення деталі. Розрахунок норми часу виконаємо аналітично-розрахунковим методом для **Операції 025 (Токарна з ЧПК чистова)**.

Повною нормою часу в умовах серійного виробництва є штучно-калькуляційний час $T_{\text{шк}}$, який складається з кількох елементів.

5.7.1. Розрахунок основного (технологічного) часу (T_o)

Основний час — це час, протягом якого безпосередньо відбувається процес зняття стружки та зміна форми деталі.

Для точіння циліндричної поверхні основний час розраховується за формулою:

$$T_o = \frac{L_p \cdot i}{n \cdot S};$$

де L_p — розрахункова довжина проходу різця, мм;

i — кількість проходів ($i = 1$ для чистового точіння);

n — частота обертання шпинделя ($n = 2000$ об/хв);

S — подача ($S = 0,15$ мм/об).

Розрахункова довжина проходу включає довжину оброблюваної поверхні ($l = 221$ мм), величину врізання ($y_1 \approx 2$ мм) та перебігу інструменту ($y_2 \approx 2$ мм):

$$L_p = l + y_1 + y_2 = 221 + 2 + 2 = 225 \text{ мм.}$$

Підставляємо значення:

$$T_o = \frac{225 \cdot 1}{2000 \cdot 0,15} = \frac{225}{300} = 0,75 \text{ хв};$$

5.7.2. Визначення допоміжного часу (T_v)

Допоміжний час витрачається на дії, що забезпечують виконання основної роботи (встановлення та зняття деталі, підведення інструменту, вимірювання). Для верстатів з ЧПК цей час мінімізовано.

Згідно з довідковими нормативами для маси деталі до 1 кг при встановленні в центрах з повідковим патроном:

- Час на встановлення та зняття деталі: $t_{\text{вст}} = 0,40$ хв;
- Час на підведення/відведення різця (прискорені переміщення ЧПК):
 $t_{\text{підв}} = 0,10$ хв;
- Час на вимірювання мікрометром (вибірково, береться частина часу на 1 деталь): $t_{\text{вим}} = 0,15$ хв.

$$T_{\text{в}} = t_{\text{вст}} + t_{\text{підв}} + t_{\text{вим}};$$

$$T_{\text{в}} = 0,40 + 0,10 + 0,15 = 0,65 \text{ хв};$$

5.7.3. Розрахунок оперативного часу ($T_{\text{оп}}$)

Оперативний час є сумою основного та допоміжного часу:

$$T_{\text{оп}} = T_{\text{о}} + T_{\text{в}};$$

$$T_{\text{оп}} = 0,75 + 0,65 = 1,40 \text{ хв};$$

5.7.4. Час на обслуговування робочого місця та відпочинок

У серійному виробництві час на організаційне та технічне обслуговування робочого місця ($T_{\text{обс}}$), а також час на особисті потреби та відпочинок ($T_{\text{вп}}$) береться у відсотках від оперативного часу.

Згідно з нормативами для токарних верстатів з ЧПК:

- Час обслуговування ($T_{\text{обс}}$) становить 5% від $T_{\text{оп}}$:

$$T_{\text{обс}} = \frac{1,40 \cdot 5}{100} = 0,07 \text{ хв};$$

- Час на відпочинок ($T_{\text{вп}}$) становить 4% від $T_{\text{оп}}$:

$$T_{\text{вп}} = \frac{1,40 \cdot 4}{100} = 0,056 \text{ хв};$$

5.7.5. Розрахунок штучного часу ($T_{ш}$)

Штучний час визначає повні витрати часу на виготовлення однієї деталі без урахування переналагодження верстата:

$$T_{ш} = T_{оп} + T_{обс} + T_{вп};$$

$$T_{ш} = 1,40 + 0,07 + 0,056 = 1,526 \approx 1,53 \text{ хв};$$

5.7.6. Розрахунок штучно-калькуляційного часу ($T_{шк}$)

Для розрахунку остаточної норми часу необхідно врахувати підготовчо-заклучний час ($T_{пз}$), який витрачається на початку зміни або під час запуску нової партії (отримання креслення, завантаження програми ЧПК, встановлення різців, пробна обробка).

Для токарних операцій з ЧПК середньої складності приймаємо нормативний $T_{пз} = 15$ хв.

Оскільки розмір партії розраховано раніше ($n = 200$ шт.), частка підготовчого часу на одну деталь становить:

$$T_{шк} = T_{ш} + \frac{T_{пз}}{n};$$

$$T_{шк} = 1,53 + \frac{15}{200} = 1,53 + 0,075 = 1,605 \approx 1,61 \text{ хв};$$

Висновок до підрозділу 5.7: Розрахована норма штучно-калькуляційного часу на операцію чистового точіння становить **1,61 хвилини** на деталь. Такий низький показник (деталь точиться менше ніж за дві хвилини) переконливо доводить високу економічну ефективність обраного маршруту обробки із застосуванням верстатів з ЧПК та твердосплавного інструменту.

5.8. Вибір засобів технологічного оснащення

Правильний вибір засобів технологічного оснащення (верстатів, пристроїв, ріжучого та вимірювального інструменту) безпосередньо забезпечує

реалізацію розрахованих режимів різання, досягнення заданої точності та продуктивності у середньосерійному виробництві.

5.8.1. Верстатне обладнання

Для реалізації розробленого диференційованого маршруту обрано сучасне високопродуктивне обладнання:

- **Заготівельна операція:** Автоматичний стрічкопильний верстат Waytrain серії UE. Забезпечує високу швидкість різання прокату з мінімальними втратами металу в стружку.
- **Фрезерно-центрувальна:** Спеціалізований напівавтомат MP-71M. Дозволяє одночасно підрізати обидва торці та свердлити центри, гарантуючи ідеальну співвісність.
- **Токарні операції (чорнова та чистова):** Багатоцільовий токарний центр з ЧПК HAAS ST-20. Забезпечує високу жорсткість системи, точність позиціонування та можливість безступінчастого регулювання обертів шпинделя до 4000 об/хв.
- **Круглошліфувальна:** Круглошліфувальний верстат з ЧПК 3M151Ф3. Гарантує досягнення 6-го квалітету точності.

5.8.2. Верстатні пристрої (базування)

Оскільки головною технологічною базою є центрові отвори деталі, для її закріплення на токарних та шліфувальних верстатах використовуються:

- **Передня бабка:** Торцевий повідковий патрон (дозволяє обробляти вал по всій довжині за один установ без перехоплення) або нерухомий твердосплавний центр (для шліфування).
- **Задня бабка:** Обертовий центр підвищеної точності.

5.8.3. Різальний інструмент

Враховуючи обробку легваної Сталі 40X (у тому числі в покращеному стані до 32 HRC), застосовується інструмент із механічним кріпленням змінних твердосплавних багатогранних пластин:

- Для чорнового та чистового точіння: Прохідні різці з ромбічними пластинами типу CNMG (матеріал — твердий сплав типу T15K6 або сучасні аналоги зі зносостійким покриттям TiN). Радіус при вершині для чистової обробки $r = 0,8$ мм.
- Для нарізання різьб: Різьбові різці з профілем під метричну різьбу.
- Для круглого шліфування: Шліфувальний круг прямого профілю типу ПП на керамічній зв'язці з матеріалу Електрокорунд білий (25А), який запобігає появі припиків на поверхні деталі.
- Для фрезерування шестигранника: Кінцева монолітна твердосплавна фреза $\varnothing 5$ мм (Sandvik CoroMill) для роботи в приводному блоці верстата.

5.8.4. Вимірювальний інструмент

Для контролю розмірів за 6–9 квалітетами та перевірки якості поверхні у відділі технічного контролю (ВТК) передбачено:

- Для вільного контролю довжин і діаметрів (чорнові операції): Штангенциркуль ШЦ-I-150-0,05 (ДСТУ ISO 13385-1:2018).
- Для точного контролю посадкових шийок і ділянки під сальники: Мікрометр гладкий МК-25-0,01 (ДСТУ ГОСТ 6507:2009).
- Для контролю метричної різьби: Калібри-кільця різьбові (прохідні та непрохідні ПР/НЕ).
- Для контролю шорсткості $Ra = 0,4$ мкм: Портативний електронний профілометр.

Загальний висновок до розділу 5

У технологічній частині дипломного проекту було розроблено високоефективний процес виготовлення центрального силового штока електромагнітної стійки.

Математичні розрахунки підтвердили доцільність використання гарячекатаного прокату Ø25 мм зі Сталі 40Х, що забезпечило коефіцієнт використання матеріалу $K_{\text{вм}} = 0,61$. На основі річної програми 10 000 шт/рік обґрунтовано середньосерійний тип виробництва та партійну форму організації з розміром партії 200 шт.

Розроблений маршрут механічної обробки базується на принципі «єдності баз» (установка в центрах), що нівелює похибки базування нежорсткого валу та усуває вплив термічного ведення після об'ємного гартування. Аналітичний розрахунок режимів різання та норм часу для чистового точіння на верстаті з ЧПК показав, що штучно-калькуляційний час становить лише 1,61 хв. Запропонована технологія гарантує досягнення жорстких вимог точності (ІТ6) та шорсткості $Ra \leq 0,4$ мкм), що є критично важливим для надійної та довговічної роботи полімерних ущільнень Trelleborg у вузлі актуатора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 3008:2015. Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 26 с.
2. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 17 с.
3. Reimpell J., Stoll H., Betzler J. W. The Automotive Chassis: Engineering Principles. – Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. – 444 p.;
4. Білоконь Я. Ю. Динаміка автомобіля : підручник. – Київ : НТУ, 2014. – 436 с.
5. Гейчук В. М., Вакуленко С. В. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor : навч. посіб. – Київ : НТУУ "КПІ", 2015. – 46 с.
6. Гейчук В. М., Рудаков К. М. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля "Аналізу напружень" Autodesk Inventor : навч. посіб. – Київ : НТУУ "КПІ", 2015. – 177 с.
7. Autodesk Inventor 2026 Help [Електронний ресурс] // Офіційна документація Autodesk. – URL:
<https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2026/ENU/> – (Дата звернення: 13.06.2026)
8. Загірняк М. В., Невзлін Б. І. Електричні машини : підручник. – Київ: Знання, 2009. – 399 с.
9. Голіков В. А., Подольцев О. Д. Електромагнітні лінійні двигуни та актуатори. – Київ : Наукова думка, 2011. – 250 с.
10. Руденко П. О. Проєктування технологічних процесів у машинобудуванні : навч. посібник. – Київ : Вища школа, 2007. – 315 с.
11. Попович В. В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство : підручник. – Львів : Світ, 2006. – 624 с.;

12. Гідравлічні ущільнення та напрямні елементи [Електронний ресурс] // Офіційний каталог Trelleborg Sealing Solutions. – URL: <https://www.trelleborg.com/>. – (Дата звернення: 13.06.2026).
13. Революційна підвіска Bose, яка так і не потрапила в серію [Електронний ресурс] // АвтоГік. – URL: <https://autogeek.com.ua/revolyutsionnaya-podveska-bose-kotoraya-tak-i-ne-popala-v-seriyu-video/>. – (Дата звернення: 21.05.2026).
14. Audi eROT: Electrical suspension turns potholes into electricity [Електронний ресурс] // New Atlas. – URL: <https://newatlas.com/audi-erot-electrical-suspension/44848/>. – (Дата звернення: 21.05.2026).
15. Audi magnetic ride [Електронний ресурс] // Audi Technology Portal. – URL: https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-magnetic-ride_en. – (Дата звернення: 26.05.2026).
16. Що таке магнітна підвіска автомобіля [Електронний ресурс] // Авторадості: автомобільний блог. – URL: https://www.avtoradosti.com.ua/ua/news/06_2022/987.html. – (Дата звернення: 01.06.2026).
17. Ресорна підвіска [Електронний ресурс] // Вікіпедія: вільна енциклопедія. – URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Ресора>. – (Дата звернення: 01.06.2026).
18. Торсіонна підвіска: особливості конструкції [Електронний ресурс] // Енциклопедія AUTO.RIA. – URL: <https://auto.ria.com/uk/terms/torsionnaya-podveska/>. – (Дата звернення: 01.06.2026).
19. Пневматична підвіска та її компоненти [Електронний ресурс] // Пневмо-Київ. – URL: <https://pneumo.kiev.ua>. – (Дата звернення: 01.06.2026).
20. Гідропневматична підвіска: принципи роботи [Електронний ресурс] // Енциклопедія AUTO.RIA. – URL: <https://auto.ria.com/uk/terms/gidropnevmaticheskaya-podveska/>. – (Дата звернення: 01.06.2026).

21. Торсіонна підвіска: навіщо потрібна, як працює і де застосовується [Електронний ресурс] // АвтоСтрайк. – URL: <https://autostrike.com.ua/statti/tsikavifakty/torsionna-pidviska-navishcho-potribna-yak-pratsiuie-i-de-zastosovuietsia/>. – (Дата звернення: 01.06.2026).

22. Espacenet: patent search [Електронний ресурс] // Світова база патентних даних Європейського патентного відомства. – URL: <https://worldwide.espacenet.com>. – (Дата звернення: 13.06.2026).

ДОДАТКИ