

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Обґрунтування конструктивних параметрів мехатронної системи
подвійного зчеплення»**

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Матвієнко С.П.

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Матвієнко Сергій Павлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Обґрунтування конструктивних параметрів мехатронної системи подвійного зчеплення»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «06» лютого 2026р. №397 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості сучасних коробок передач з подвійним зчепленням

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

1. Постановка задачі дослідження

2. Формування математичної моделі

3. Дослідження математичних моделей

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

_____ (підпис)

Калінін Є.І.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

Матвієнко С.П.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 56 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 29 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 3 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Обґрунтування конструктивних параметрів мехатронної системи подвійного зчеплення».

Проведені у роботі теоретичні дослідження дозволили отримати такі основні результати розв'язання актуальної науково-технічної задачі оптимізації законів керування МСПЗ, а також методик для вибору їх основних схемних і параметричних рішень:

Розроблено кінематичні та динамічні математичні моделі, на базі яких були отримані залежності навантажувальних характеристик зчеплень від геометричних, кінематичних і пружних параметрів функціональних елементів.

Досліджено втрати енергії у мехатронній системі подвійного зчеплення, викликані внутрішнім тертям, що неминуче виникає у процесі обкатування діафрагмових пружин по опорних кільцях ведених деталей.

Ключові слова: мехатронна система подвійного зчеплення; подвійне зчеплення; математична модель; кінематична модель; динамічна модель; закони керування; навантажувальні характеристики; діафрагмова пружина; внутрішнє тертя; енергетичні втрати.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1 Основні елементи, структура та принцип роботи мехатронних систем подвійного зчеплення	9
1.2 Система керування преселективною КПП	12
1.3. Селектор передач і функція «Типтронік».....	14
1.4 Система автоматичного керування	15
1.5 Опис процесу перемикування передач	20
1.6 Технічні вимоги, що висуваються до МСПЗ	22
РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ	26
2.1 Допущення, прийняті при моделюванні	26
2.2 Кінематика діафрагмових пружин	27
2.3 Статичні рівняння рівноваги сил і моментів	29
2.4 Складання геометричних ланцюгів системи	33
2.5 Чисельне розв’язання системи рівнянь	35
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ	39
3.1 Аналіз найбільш критичних функціональних елементів за довговічністю та точністю.....	39
3.2 Визначення допустимої величини зносу фрикційних дисків	42
3.3 Оптимізація конструктивних параметрів діафрагмових пружин	47
ВИСНОВКИ.....	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55
ДОДАТКИ.....	55

ВСТУП

В автомобілях, оснащених двигунами внутрішнього згорання, на час перемикання передач зчеплення розриває кінематичний зв'язок двигуна з трансмісією. У цей період припиняється розгін автомобіля, а двигун працює на холостому ходу. У 1939 році французьким винахідником Адольфом Кегресом було запропоновано перший варіант так званого подвійного зчеплення, яке дозволяє усунути зазначений недолік. Одне зчеплення встановлюється в кінематичному ланцюзі попереднього ступеня передач, а друге – наступного ступеня в ряді передавальних відношень (вищого або нижчого). Процеси розмикання ланцюга попереднього ступеня передач і замикавання наступного накладаються в часі. У результаті суттєво скорочується тривалість процесу перемикання передач, економиться паливо та знижується рівень викидів в атмосферу вуглекислого газу.

За видом тертя подвійні зчеплення поділяють на сухі (працюють у повітряному середовищі) та мокрі (занурені в масляну ванну). Обидва типи подвійних зчеплень нині набули широкого поширення. Дана дисертаційна робота присвячена дослідженню лише мехатронних систем сухих фрикційних подвійних зчеплень (далі для стислості – просто подвійних зчеплень).

Подвійне зчеплення є мехатронною системою, що складається з механізму зчеплення (об'єкта керування), приводу (електричного, гідравлічного або комбінованого типу) та блока автоматичного керування. Подвійне зчеплення, своєю чергою, входить до складу роботизованої коробки перемикання передач (КПП).

Механізм подвійного зчеплення складається з двох незалежних кінематичних ланцюгів, що ведуть до диференціала моста автомобіля. Під час руху автомобіля колінчастий вал двигуна I обертає фрикційну коробку подвійного зчеплення II. При замиканні першого зчеплення через ведучий вал IV вмикаються перша, третя, п'ята або сьома передачі. Друга, четверта, шоста та задня передачі вмикаються при замиканні другого зчеплення та подачі моменту на ведучий порожнистий вал III. Відповідно до ввімкненої передачі обидва

ведучі вали передають момент до ведених валів V, VI та VIII відповідно. Усі три ведені вали КПП з'єднані з головною передачею диференціала X.

Системи автоматичного керування зчепленням та автомобілем у цілому (САК) обробляють сигнали, що надходять від датчиків (Д1–Д8). Порівнюючи частоти обертання ведучих і ведених валів, вони визначають відповідні різниці частот обертання елементів подвійного зчеплення.

Датчик положення педалі акселератора повідомляє про наміри водія (розгін/гальмування). Із селектора передач надходить інформація про заданий режим руху («Winter», «Sport» тощо).

На основі отриманих даних САК приймає рішення про необхідність перемикавання передач, надсилає сигнал на привід, який відкриває одне зчеплення і через адаптивно регульований інтервал часу закриває інше. Момент почергово передається через перше та друге зчеплення. Часткове суміщення в часі процесів відкриття та закриття зчеплень забезпечує практично безперервну передачу крутного моменту, що є головною перевагою роботизованих КПП із механізмами подвійних зчеплень.

Розроблення та аналіз мехатронних систем подвійного зчеплення ускладнюються змагальними процесами перемикавання передач. В один і той самий момент часу одна з муфт частково розімкнена, а інша частково замкнена. У цей момент через різницю передавальних відношень паралельних гілок кінематичних ланцюгів відбувається пробуксовування зчеплень. Передаваний момент і швидкість є функціями поточного стану та параметрів одночасно двох механізмів зчеплення й суміжних ступенів передач. Для мехатронних пристроїв даного типу гостро стоїть проблема зниження зношування та тепловиділення за рахунок оптимального налаштування засобів автоматичного керування, а також вибору раціональних схемних рішень і оптимізації їх конструктивних параметрів.

У відкритих джерелах публікації з теорії мехатронних систем подвійних зчеплень досі є великою рідкістю та не мають системного характеру. Проте не можна не відзначити, що розв'язанням різних задач, пов'язаних із питаннями

автоматичного керування автомобільними трансмісіями, оснащеними класичними однодисковими фрикційними зчепленнями, займалися вчені: Jinsung K., Bataus M.V., Chunsheng N., Seibum B.C. та інші.

Провідними виробниками мехатронних систем подвійних зчеплень на сьогодні є компанії BorgWarner, Getrag, LuK та інші, для яких інновації в цій галузі є одним із пріоритетних напрямів комерційної діяльності.

РОЗДІЛ 1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

У першому розділі визначаються межі об'єкта дослідження – мехатронної системи подвійного зчеплення, висвітлюється її компонування в межах автомобільної трансмісії, формулюється коло задач, які вона вирішує, та обмежень, що на неї накладаються. Коротко розглядаються структура і принцип роботи основних компонентів роботизованої КПП. Досліджується взаємодія між механічною частиною та приводним механізмом на прикладі семиступеневого приводу DSG компанії Volkswagen.

Розглядається структура САК трансмісією та її місце в мережі електроконтролерів, що формує загальну систему керування автомобілем. Детально описується принцип роботи приводу на прикладі процесу перемикання передач під час розгону автомобіля.

Окрім цього, обговорюються загальні проблеми керування, що виникають у процесі експлуатації мехатронної системи подвійного зчеплення (МСПЗ); наслідки прийняття неправильних керувальних рішень; можливий потенціал оптимізації процесів керування та конструкції.

Із усіх процесів керування трансмісією виділяються ті, що безпосередньо пов'язані з механічною складовою подвійного зчеплення.

Формулюється перелік необхідних вхідних і вихідних зв'язків між математичними моделями та системою керування трансмісією під час проєктування блока керування.

На підставі проведеного аналізу формулюються технічні вимоги, що висуваються до МСПЗ. Тим самим задаються передумови для подальшого розроблення математичних моделей, на базі яких можливе ефективне розв'язання задач керування.

1.1 Основні елементи, структура та принцип роботи мехатронних систем подвійного зчеплення

Подвійне зчеплення є частиною автомобільної трансмісії – сукупності агрегатів і механізмів, що передають крутний момент двигуна валам ведучих коліс та змінюють його параметри: потужність, частоту й напрямок обертання. Роботизована КПП повинна забезпечувати широкий діапазон регулювання крутного моменту при високому коефіцієнті корисної дії, можливість рушання з місця, рух заднім ходом, а також можливість холостої роботи двигуна.



Рисунок 1.1 – Структурна схема автомобільної трансмісії з подвійним зчепленням

Подвійне зчеплення передає крутний момент і здатне тимчасово від'єднувати компоненти трансмісії від працюючого двигуна.

Періодичний характер процесу роботи двигуна внутрішнього згоряння викликає крутильні коливання. Пружинно-демпферна система подвійного зчеплення (іноді цю функцію виконує двомасовий маховик) повинна ізолювати ці коливання та забезпечувати рівномірну роботу всіх наступних компонентів автомобільної трансмісії.

Розглянемо принцип роботи роботизованої КПП, оснащеної МСПЗ. Схема, представлена на рис. 1.2, умовно поділена на три частини: двигун, подвійне зчеплення та КПП. Ведені зубчасті колеса, що відповідають за непарні передачі, з'єднані з внутрішнім валом, на якому закріплене перше зчеплення. Парні та задня передачі вмикаються через з'єднання з порожнистим валом, на якому закріплене друге зчеплення. Обидва вали можуть обертатися та передавати момент від двигуна незалежно один від одного.

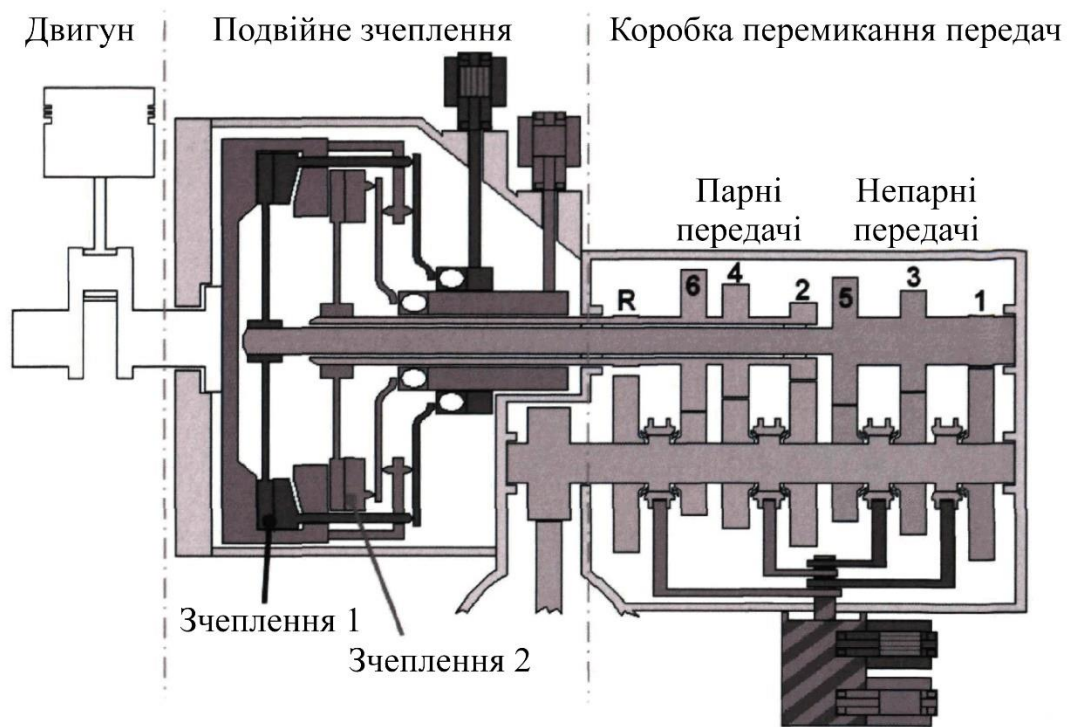


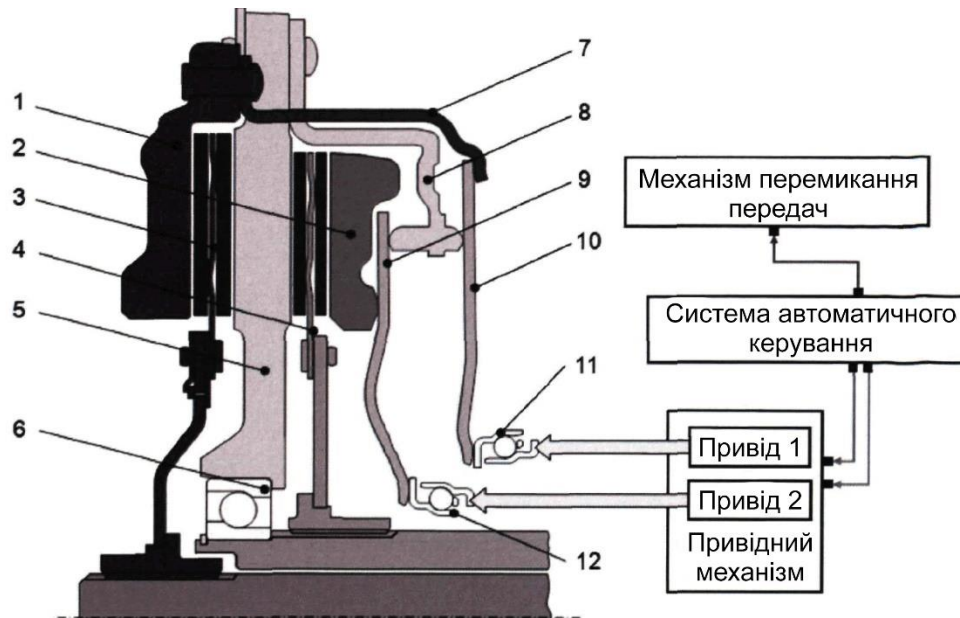
Рисунок 1.2 – Принципова схема подвійного зчеплення

Під час рушання автомобіля з місця САК спочатку подає сигнал механізму перемикання передач про необхідність увімкнення першої передачі, після чого за допомогою приводу замикається перше зчеплення. У такому стані момент від двигуна передається через внутрішній ведучий вал. Під час подальшого розгону, коли частота обертання двигуна досягає певної величини, САК приймає рішення про увімкнення другої передачі, і друге зчеплення починає замикатися. Через певний інтервал часу подається команда на відкриття першого зчеплення. Момент від двигуна починає передаватися на головну передачу автомобіля через ведучий порожнистий вал.

Наявність МСПЗ дозволяє не лише значно скорочувати час розгону автомобіля, але й суттєво економити паливо завдяки скороченню холостої роботи двигуна в моменти переривання передачі крутного моменту. Сучасні трансмісії, оснащені подвійним зчепленням, здатні забезпечувати перемикання між передачами в межах 0,1...0,5 мілісекунди та максимально передаваний момент до 700 Н·м [4, 9].

Розглянемо основні елементи, що входять до типової схеми МСПЗ.

На рис. 1.3 схематично зображено половину перерізу його конструкції.



1, 2 – натискні диски; 3, 4 – фрикційні (ведені) диски; 5 – центральна плита; 6 – центральний підшипник; 7 – кожух зчеплення; 8 – кошик зчеплення; 9, 10 – діафрагмові (тарілчасті) пружини; 11, 12 – вижимні підшипники приводу.

Рисунок 1.3 – Схематичне зображення половини перерізу МСПЗ

Як основний передавальний елемент у подвійному зчепленні використовуються діафрагмові пружини (9, 10). У літературі їх також іноді називають тарілчастими пружинами. Діафрагмові пружини мають форму зрізаного конуса і складаються із суцільного кільця з розташованими на ньому пелюстками, що виконують функцію пружних віджимних важелів. Даний тип пружин набув широкого поширення завдяки ряду переваг. Так, наприклад, використання діафрагмових пружин призводить до значного спрощення конструкції зчеплень, зменшення осьових розмірів, скорочення загальної кількості деталей, забезпечення рівномірного розподілу навантаження на фрикційних дисках тощо [7].



Рисунок 1.4 – Діафрагмова пружина

Кожух зчеплення (7) і кошик зчеплення (8) фіксуються заклепками на натискному диску (1) та центральній плиті (5) відповідно.

Натискні диски (1, 2) призначені для притискання фрикційних дисків (3, 4) до центральної плити (5), яка синхронно обертається разом із двигуном. Робота всіх фрикційних зчеплень ґрунтується на використанні дотичних сил тертя, що виникають у зоні контакту ведучих і ведених елементів при їхньому відносному кутовому зміщенні. При цьому сила тертя, що виникає, пропорційна нормальній силі, яка стискає ці елементи.



Рисунок 1.5 – Фрикційний диск (ведений диск)

Для повернення натискних дисків у вихідне положення при відкритті зчеплень, тобто для забезпечення мінімально необхідного повітряного зазору при від'єднанні трансмісії від працюючого двигуна, використовуються наборні пакети пластинчастих пружин (на рис. 1.3 не позначені).

1.2 Система керування преселективною КПП

Окрім системи керування трансмісією, у сучасних автомобілях присутній цілий ряд інших мехатронних блоків керування, оснащених електроконтролерами. Серед них можна відзначити системи керування двигуном, ABS, механізмом інжекторного впорскування, приладовою індикацією, рульовою колонкою, бортовою електричною мережею, системою діагностики тощо. Усі електроконтролери об'єднані шинами в єдину CAN-мережу (англ. Controller Area Network). Це дозволяє їм своєчасно обмінюватися між собою необхідною інформацією для прийняття керувальних рішень [4, 8]. Так, наприклад, система керування двигуном може повідомляти мехатронному

блоку трансмісії про показання своїх датчиків частоти обертання двигуна, а система керування сенсорним пакетом селектора передач обробляє та надсилає команди, що надходять безпосередньо від водія. На рисунку 1.6 наведено приклад CAN-мережі електроконтролерів системи керування сучасним автомобілем.

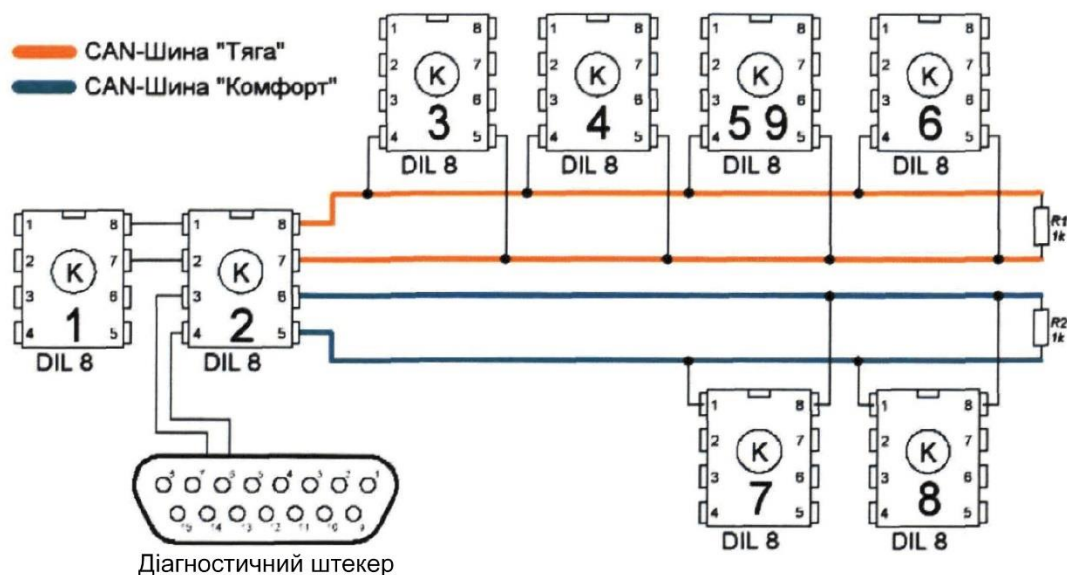


Рисунок 1.6 – CAN-мережа електроконтролерів системи керування автомобіля

Де: 1 – пристрій індикації приладової панелі; 2 – інтерфейс діагностики шини даних; 3 – блок керування ABS; 4 – блок керування датчиками селектора передач; 5 – блок керування інжекторним упорскуванням; 6 – блок керування МСПЗ; 7 – блок керування бортовою електричною мережею; 8 – блок керування електронікою рульової колонки; 9 – блок керування двигуном.

У більшості випадків преселективні КПП потребують складнішого та точнішого керування порівняно зі стандартними автоматичними КПП. Це зумовлено високошвидкісними та синхронізованими у часі процесами відкриття-закриття зчеплень і перемикання передач. Структура системи керування визначається конструктивним виконанням трансмісії та приводних механізмів подвійного зчеплення. Так, наприклад, у трансмісіях DSG приводні механізми виконані у вигляді системи механічних важелів і каскаду гідравлічних поршнів [8]. У приводах компанії Hyundai, що встановлюються з 2011 року на спортивні

автомобілі марки Veloster, використовується принцип прямого електричного замикання зчеплення за допомогою лінійних електродвигунів без проміжних механічних передавальних механізмів. У преселективних коробках Ford і Renault, розроблених компанією Getrag, використовується електромеханічний приводний механізм [13, 16].

Кожна нова концепція накладає ряд унікальних граничних умов на виконання системи керування. Подальший розгляд буде зосереджений на прикладі САК семиступеневого приводу DSG.

Структурна та електрична схеми його системи керування наведені у додатках П1 і П2 [14].

1.3. Селектор передач і функція «Типтронік»

Для введення команд, що надходять безпосередньо від водія автомобіля, у преселективних КПП використовується селектор передач, виконаний аналогічно важелям керування у стандартних автоматичних КПП. У нього інтегровано ряд датчиків, що визначають його положення, та систему магнітного блокування. Положення селектора зчитується за допомогою сенсорів і передається через мережу CAN-контролерів у САК трансмісії. У випадку, якщо система керування не може визначити положення селектора через вихід з ладу одного з датчиків, обидва зчеплення примусово переводяться у відкрите положення до усунення несправності.

У більшості випадків на селекторі доступні такі опції:

P – «Parken» Паркування;

R – «Rückwärtsgang» Задня передача;

N – «Neutralstellung» Нейтральна передача;

D – «Dauerstellung für Vorwärtsfahrt» Стандартний режим автоматичного перемикавання передач;

«+» та «-» – функція «Tiptronic».

Окрім цього, у багатьох сучасних автомобілях, оснащених автоматичними КПП, зустрічаються перемикачі режимів роботи трансмісії, що безпосередньо впливають на налаштування САК.

Окрім стандартного режиму, найбільш поширені налаштування [4, 9]:

- «Sport» – перемикання передач на вищих обертах двигуна. Більш динамічний розгін на шкоду витраті палива та зношуванню фрикційних дисків зчеплень;

- «Winter» – рушання з другої передачі при плавному замиканні зчеплень для запобігання можливому пробуксовуванню коліс.

Типтронік (у деяких автовиробників також відомий як Steptronic, AutoStick, S-Matic тощо) – можливість ручного (послідовного) перемикання передач. Для вибору ручного режиму селектор заходить у спеціальний паз на панелі, де він може переміщуватися у двох напрямках – «плюс» або «мінус». Також на деяких моделях автомобілів можливе ручне перемикання на кермі за допомогою кнопок, аналогічне селектору. Метод ручного перемикання являє собою подачу за допомогою селектора передач команди системі керування про бажання підвищити або знизити використовувану передачу. Далі система керування приймає рішення, що робити у відповідь на отриману команду.

При досягненні двигуном максимально допустимої частоти обертання в режимі «Типтронік» система керування примусово підвищує передачу. Аналогічним чином при досягненні мінімальної частоти обертання відбувається автоматичне зниження передачі або перехід у нейтральну передачу.

1.4 Система автоматичного керування

У семиступеновому приводі DSG система керування подвійним зчепленням оснащена незалежною від редуктора системою циркуляції оливи. Обробляючи сигнали ряду периферійних датчиків, вона регулює роботу електрогідравлічної приводної системи зчеплень, а також приводних механізмів перемикання передач.

САК обробляє сигнали датчиків, а також сигнали інших систем керування автомобілем, що надходять через мережу CAN-контролерів. Нею приймаються рішення та ініціюються всі дії й вимірювання.

Аналізуючи показання датчиків, САК здатна адаптивно враховувати положення вижимних підшипників приводних механізмів і вилок перемикавання передач для автоматичного керування станом усіх електромагнітних клапанів гідравлічного кола.

Завдяки вбудованій насосній станції САК підтримує рівень тиску оливи, необхідний для перемикавання передач і замикання-розмикання зчеплень. У приводі DSG гідравлічний акумулятор має робочий об'єм 0,2 літра та забезпечує сталість тиску, прикладеного до магнітних клапанів, навіть при короткочасних відключеннях насоса.

Загальний об'єм оливи гідравлічної системи становить 1,1 літра [14].

Принципова гідравлічна схема циркуляції оливи МСПЗ представлена на рис. 1.7.

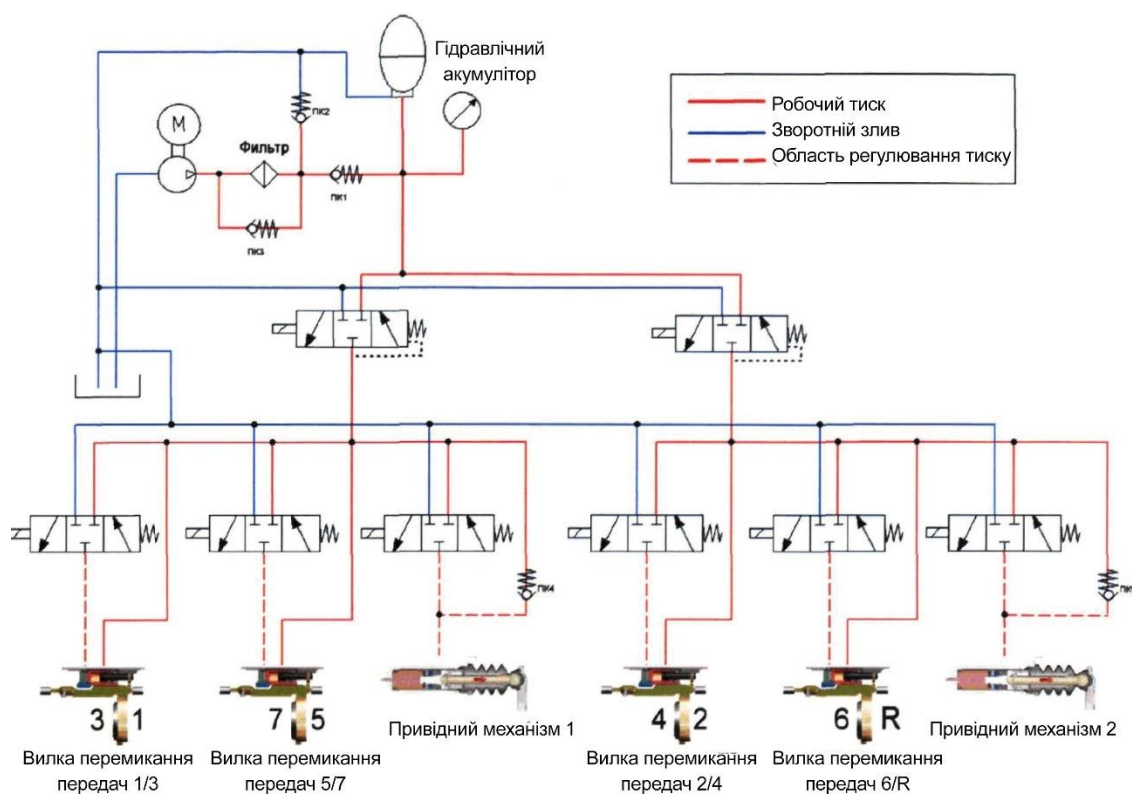


Рисунок 1.7 – Принципова гідравлічна схема циркуляції оливи в МСПЗ приводу DSG

Насос подає оливу через фільтр у напрямку редукційного клапана, гідроаккумулятора та гідравлічного датчика тиску. Напрямок обертання електродвигуна насосної станції і, відповідно, цикли подачі оливи регулюються САК, яка своєчасно перемикає схему живлення статора. При перемиканні полюсів між можливими фазами відбувається зміна напрямку обертання магнітного поля статора, що призводить до зміни напрямку обертання ротора. У випадку несправності в електродвигуні тиск оливи в системі падає, і обидва зчеплення відкриваються автоматично під дією сил опору пакетів пластинчастих пружин. Це сприяє запобіганню можливим поломкам трансмісії.

Запобіжні магнітні клапани 1 і 2 (див. рис. 1.8) регулюють рівень тиску оливи в розподільчих механізмах. За наявності несправності в механічній частині подвійного зчеплення ці магнітні клапани здатні повністю відключити відповідний кінематичний ланцюг приводу для уникнення серйозної поломки трансмісії.

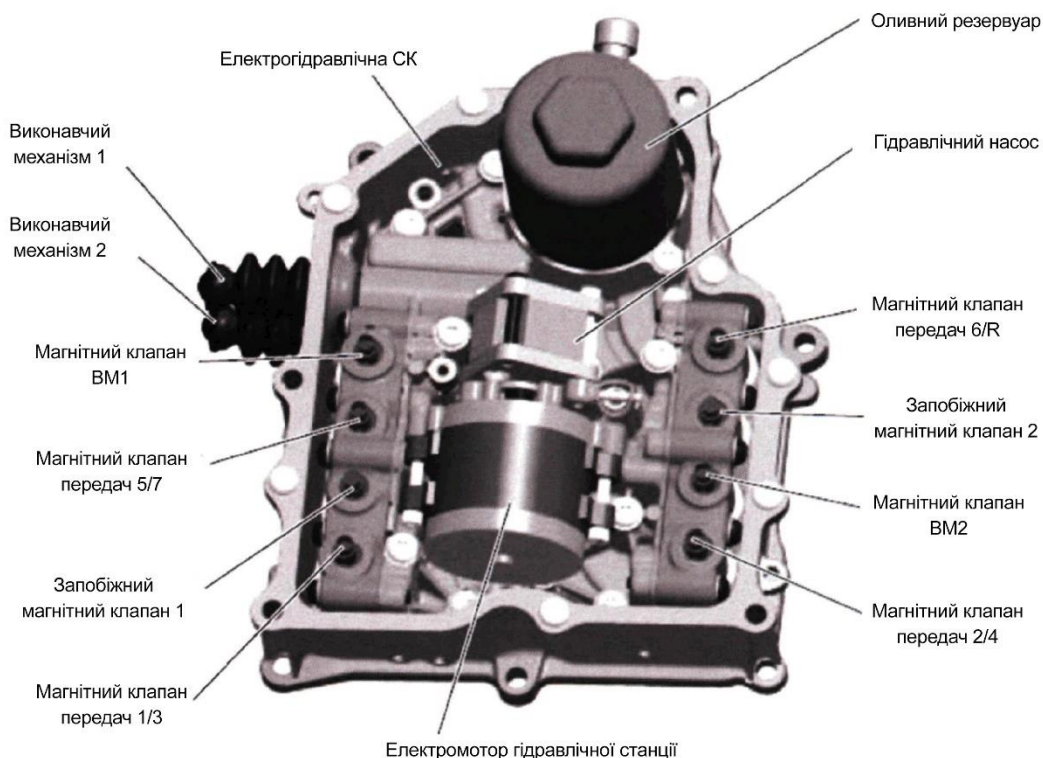


Рисунок 1.8 – Система керування МСПЗ приводу DSG

Магнітні клапани передач 1/3, 2/4, 5/7 та 6/R відповідають за подачу оливи до приводних механізмів перемикання передач. За допомогою приводу можуть

бути увімкнені дві різні передачі. У разі ввімкнення на селекторі режиму «Нейтральна передача» всі приводні механізми переводяться системою керування у нейтральне положення. При ввімкненні режиму «Паркування» та вимкненому запалюванні система керування вмикає одночасно першу та задню передачі. У такому стані через різницю у передаточних відношеннях і напрямках обертання ведених валів замкнених кінематичних ланцюгів автомобільний привід стає повністю нерухомим.

Магнітні клапани BM1 і BM2 регулюють рівень тиску оливи, що подається на приводний механізм, який забезпечує замикання та розмикання обох зчеплень. За відсутності напруги в електричному колі обидва клапани, а разом із ними й обидва керовані зчеплення автоматично переходять у відкрите положення.

Датчик частоти обертання на вхідному валу трансмісії розташований у корпусі приводу. Частота обертання на вхідному валу відповідає частоті обертання двигуна (при нехтуванні невеликою різницею через демпфування крутильних коливань під час перехідних процесів).

У разі виходу датчика з ладу система керування здатна використовувати як сигнал-замінник інформацію про частоту обертання двигуна. Ця інформація надходить у систему керування подвійним зчепленням від системи керування двигуном через мережу CAN-контролерів.

Показання датчиків частоти обертання ведучих валів порівнюються з даними датчика частоти обертання вхідного вала для обчислення та регулювання величини проковзування зчеплення. У разі виходу одного з внутрішніх датчиків з ладу система керування повністю відключає відповідний кінематичний ланцюг, тим самим удвічі зменшуючи загальну кількість доступних передач.

Температурний датчик системи керування встановлений у безпосередній близькості до електроконтролера, корпус якого постійно контактує з гарячою оливою, що призводить до неминучого нагрівання. Висока температура може призвести до виходу з ладу ряду електронних компонентів. При досягненні критичної температури система керування здатна примусово знизити

передаваний крутний момент двигуна, що дозволяє уникнути подальшого підвищення температури оливи та перегріву електроніки.

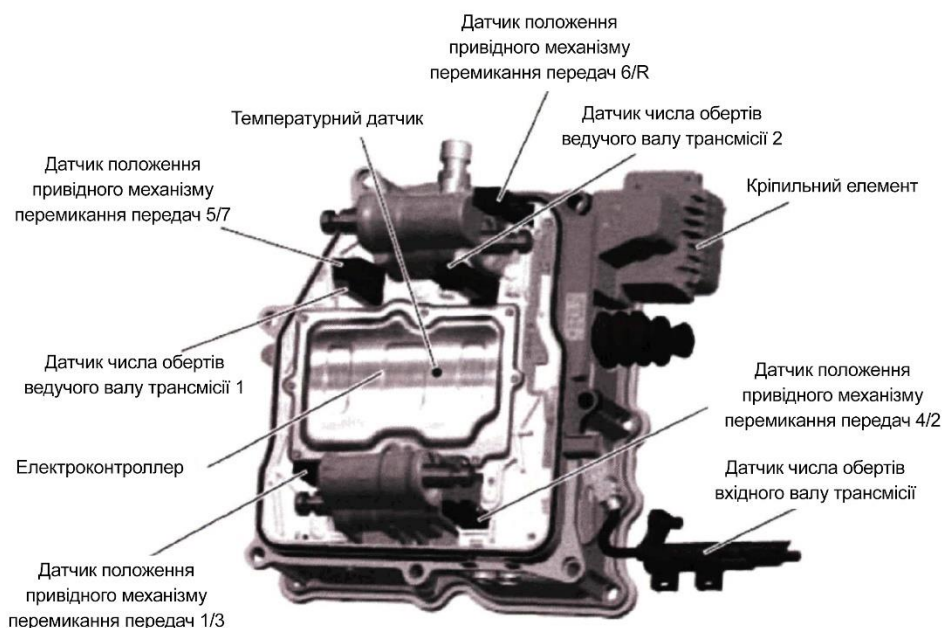


Рисунок 1.9 – Розташування датчиків у системі керування

Мембранний датчик тиску оливи інтегрований у гідравлічне коло. Система керування використовує показання цього датчика для керування електродвигуном гідравлічної станції. При досягненні максимально допустимого рівня тиску оливи відбувається вимкнення насоса. При подальшому падінні рівня тиску насосна станція знову вмикається. У разі виходу датчика з ладу вимкнення насоса не відбувається, а регулювання рівня тиску здійснюється через редукційний клапан обмеження тиску.

Датчики положення приводних механізмів перемикачів передач надсилають у систему керування дані про положення приводних механізмів. У разі виходу з ладу одного з датчиків система керування не може встановити, чи увімкнена відповідна передача. Тому для запобігання можливому пошкодженню механізму перемикачів передач відбувається повне відключення відповідного кінематичного ланцюга приводу.

Необхідний рівень проковзування зчеплення та різниця в частоті обертання на вхідному і вихідному валах приводу досягається завдяки САК, яка регулює положення приводних механізмів через адаптивне керування. Налаштування алгоритмів керування здійснюється на основі навантажувальних

характеристик обох зчеплень – залежності значення максимально передаваного моменту від положення вижимних підшипників приводу. Для забезпечення простоти та надійності вироблюваних законів керування робоча характеристика розроблюваного подвійного зчеплення повинна бути відома вже на стадії ескізного опрацювання проєкту.

Вибір та оптимізація алгоритмів налаштування САК проводиться нерозривно з налаштуванням системи керування всієї трансмісії. Зазвичай для кожного режиму роботи автомобіля («Sport», «Winter» тощо) розробляються свої унікальні закони керування. При розробці подібних законів необхідно спиратися на обширні дані, отримані за допомогою математичного моделювання всіх компонентів трансмісії.

1.5 Опис процесу перемикання передач

Перемикання передач відбувається за допомогою вилок перемикання передач і синхронізаторів. Кожна з вилок, що виконує перемикання між двома передачами, приводиться в рух приводними механізмами.

Система керування змінює стани магнітних клапанів, у результаті чого рівень тиску оливи змінюється, що призводить до переміщення поршнів приводних механізмів. У момент перемикання поршні зсувають вилки перемикання та зчіпну муфту, зчіпна муфта натискає на синхронізатор і передача перемикається. Завдяки датчикам положення приводних механізмів система керування визначає поточне положення вилок перемикання передач і, відповідно, увімкнену в даний момент передачу.

Розглянемо більш детально процедуру увімкнення першої передачі.

САК синхронізує у часі певним чином процеси перемикання передач і відкриття-закриття зчеплень. Для цих цілей у приводі встановлено два поршневі механізми. Перед увімкненням будь-якої передачі відповідне зчеплення спочатку повинно бути переведене у відкрите положення.

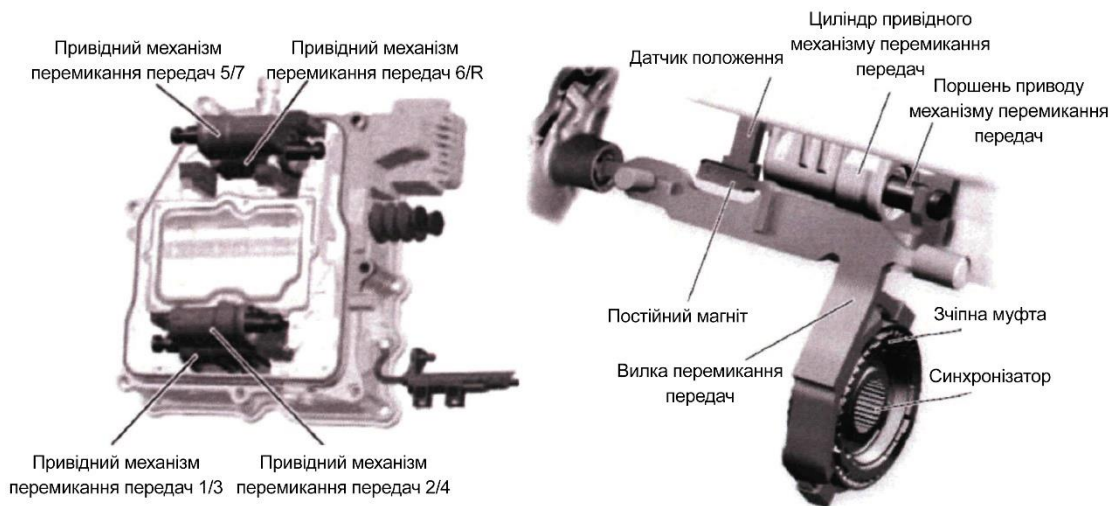


Рисунок 1.10 – Приводні механізми перемикання передач

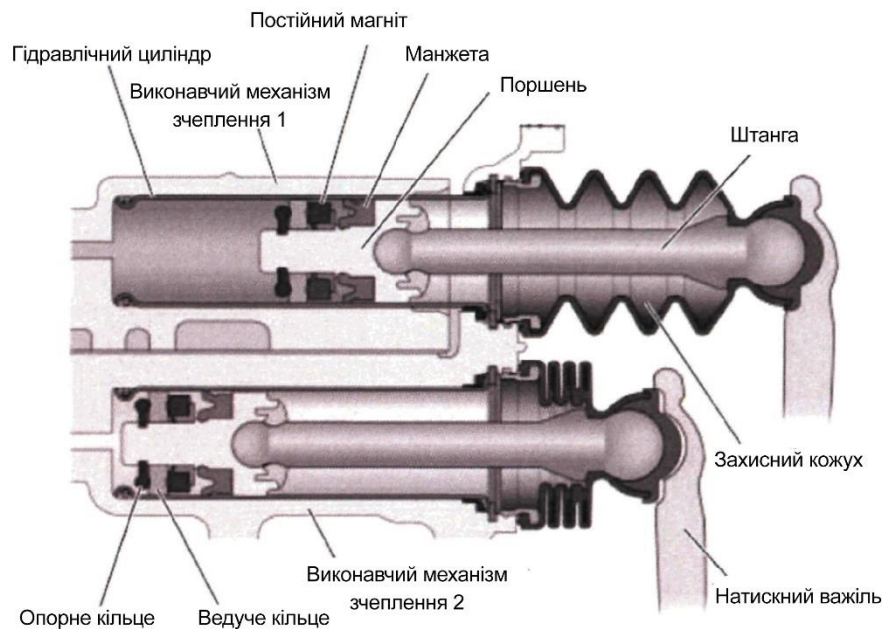


Рисунок 1.11 – Приводний механізм

Перший поршень приводу знаходиться у робочому положенні (перше зчеплення замкнене). Магнітний клапан ВМ1 знаходиться у відкритому стані, і олива з розподільного механізму перетікає у гідравлічний циліндр, створюючи необхідне зусилля на поршні для утримання зчеплення у замкненому стані. При надходженні команди на увімкнення першої передачі система керування змінює стан магнітного клапана ВМ1. При цьому канал, що веде до циліндра приводу, закривається, і тиск оливи починає падати. Поршень, у свою чергу, повертається у нейтральне положення, одночасно переміщуючи перший натискний важіль і тим самим відкриваючи перше зчеплення.

Система керування отримує інформацію від датчиків про стан зчеплення, положення приводу та різницю в частоті обертання на вхідному і вихідному валах приводу. При виконанні всіх необхідних умов, тобто після повного відкриття зчеплення та переривання передачі крутного моменту від двигуна на приводні вали відповідного кінематичного ланцюга, система керування запускає процедуру перемикавання передач. У початковий момент поршень приводу перемикавання передач 1/3 утримується у нейтральному положенні «N». Для увімкнення першої передачі магнітний клапан збільшує тиск у циліндрі, поршень зсувається і переміщує вилку перемикавання передач разом зі зчіпною муфтою. Завдяки переміщенню зчіпної муфти вмикається перша передача.

Після надходження в систему керування сигналу від датчика положення приводу про успішне увімкнення передачі запускається процедура замикавання зчеплення. Для цього система керування знову змінює стан магнітного клапана ВМ1 і переводить його у відкритий стан. Олива з розподільного механізму перестав перетікати у масляний резервуар, і тиск у циліндрі приводу зростає. Поршень переміщує натискний важіль і зчеплення замикається. Увімкнення інших передач відбувається аналогічно.

1.6 Технічні вимоги, що висуваються до МСПЗ

При проектуванні МСПЗ найбільша увага приділяється навантажувальній характеристиці. Знаючи цю характеристику, можна визначити один із основних показників якості автомобільного зчеплення – здатність до передачі крутного моменту. Для його оцінки використовується коефіцієнт запасу зчеплення β , що визначається таким чином [10]:

$$\beta = \frac{M_{зч}}{M_{\max}}, \quad (1.1)$$

де $M_{зч}$ – максимально передаваний крутний момент; $M_{\max}$ – максимальний крутний момент двигуна.

Для надійної та ефективної передачі крутного моменту коефіцієнт запасу повинен знаходитися в заданому діапазоні величин. Занадто низьке його

значення призводить до збільшення часу буксування зчеплень при рушанні автомобіля, підвищеного нагрівання та зношування. Занадто велике значення коефіцієнта призводить до збільшення габаритних розмірів і маси, підвищення необхідних приводних зусиль та погіршення здатності до захисту трансмісії і двигуна від перевантажень.

Зазвичай значення коефіцієнта запасу однодискових фрикційних зчеплень становить 1,4...1,7 для легкових і 1,5...2,0 для вантажних автомобілів, збільшуючись до 2,3 на важких тягачах і тракторах [5].

Окрім загальних технічних вимог, що стосуються кожного вузла автомобіля, до всіх типів механізмів зчеплень висувається ряд специфічних вимог, серед яких варто відзначити:

Плавність вмикання. У преселективних КПП забезпечується за рахунок правильного налаштування алгоритмів САК, а також деякими елементами конструкції МСПЗ, що здійснюють демпфування осьових і крутильних коливань у трансмісії.

Чистота вимикання. Забезпечення мінімально необхідного повітряного зазору між натискними дисками для повного відкриття зчеплення з метою уникнення можливого заклинювання фрикційних дисків під час перемикання передач.

Мінімізація значення величини моменту інерції ведених частин. Порушення цієї вимоги призводить до збільшення динамічних навантажень у зубчастих зачепленнях КПП і зниження строку служби синхронізаторів через збільшення швидкості їх зношування.

Зручність керування. Це загальна для всіх органів керування вимога конкретизується у вигляді законів переміщень вижимних підшипників і необхідних для їх здійснення зусиль.

Крім того, на МСПЗ накладається також ряд додаткових обмежень:

— максимальне скорочення часу холостої роботи двигуна при перемиканні передач під час розгону автомобіля;

- можливість повного відключення кінематичних ланцюгів обох зчеплень у разі аварійної ситуації або поломки трансмісії;
- плавність перемикавання між зчепленнями для зменшення динамічних навантажень у трансмісії;
- сталість моменту тертя при замиканні обох зчеплень.

Для ефективного керування величинами передаваних моментів M_1 , M_2 за значенням приводних зусиль $F_{ВП1}$, $F_{ВП2}$ необхідно визначити передавальні функції (1.2), які являють собою навантажувальні характеристики обох зчеплень:

$$\begin{aligned} M_1 &= f(F_{ВП1}, F_{ВП2}); \\ M_2 &= f(F_{ВП1}, F_{ВП2}) \end{aligned} \quad (1.2)$$

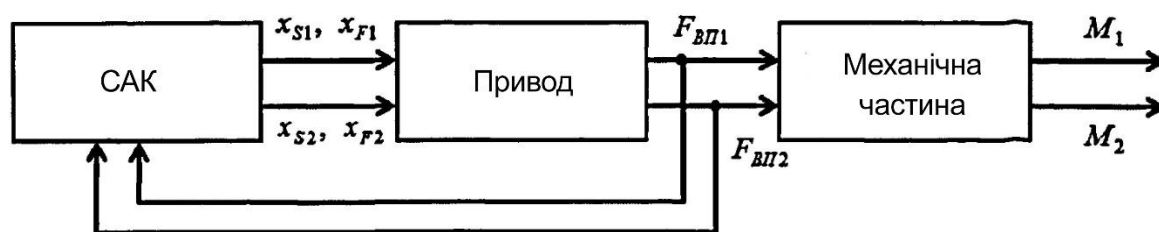


Рисунок 1.12 – Структурна схема інформаційних і керувальних зв'язків у мехатронній системі подвійного зчеплення: X_s , X_F – необхідні положення вижимних підшипників приводу; $F_{ВП1}$, $F_{ВП2}$ – керувальні приводні зусилля; M_1 , M_2 – моменти, що передаються подвійним зчепленням.

Механізм подвійного зчеплення описується великою кількістю конструктивних параметрів. Використання в електроконтролерах САК точних аналітичних залежностей навантажувальних характеристик зчеплень від конструктивних параметрів, умов функціонування та керувального впливу на сьогодні технічно не реалізоване через вимоги до швидкодії, що висуваються до САК. Натомість широкого поширення набули спрощені передбачувальні метамоделі, що використовують емпіричні залежності, які зазвичай отримують за результатами натурних експериментів. Метамоделі мають суттєво вищу обчислювальну ефективність порівняно з вихідними моделями [1].

Однак натурні випробування часто можуть бути здійснені лише на заключних етапах проектування, коли створені перші робочі прототипи

подвійного зчеплення, готові до експлуатації, а значні конструктивні зміни вже неможливі або пов'язані з великими фінансовими витратами.

Тому для правильної параметризації САК у процесі проєктування необхідне застосування результатів моделювання, отриманих за допомогою високоточних математичних моделей.

РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

Для ефективної оптимізації алгоритмів налаштування системи керування преселективної КПП необхідне знання навантажувальної характеристики МСПЗ. Отримання залежності даної характеристики від геометричних, кінематичних і пружних параметрів функціональних елементів можливе шляхом побудови математичної моделі, що враховує статичний баланс сил і моментів у системі при довільному положенні вижимних підшипників приводних механізмів.

Окрім цього, статична модель повинна враховувати вплив сил тертя, що виникають при контакті рухомих деталей, і перехресний вплив обох зчеплень.

У даному розділі розглянуто моделювання процесів відкриття та закриття МСПЗ на ЕОМ, що дозволяє вже на ранніх етапах проєктування представити систему як цілісний об'єкт. Аналізуючи поведінку математичної моделі, можна приймати науково обґрунтовані рішення щодо вибору найбільш придатної реалізації окремих компонентів з точки зору їх взаємного функціонування, заздалегідь врахувати різні фактори, що впливають на систему в цілому, умови її функціонування, вибрати оптимальну структуру та найбільш ефективні режими роботи.

Побудова точної математичної моделі статички спрямована на розширення можливостей проєктувальника для прогнозування поведінки системи в різних умовах експлуатації та вибору адекватних цим умовам рішень. Комп'ютерне моделювання дозволить значно розширити аналітичні засоби, підвищити якість і обґрунтованість рішень проєктних задач і суттєво скоротити час їх вироблення.

2.1 Допущення, прийняті при моделюванні

При квазістатичному розгляді кінематика механізму подвійного зчеплення може бути описана шляхом перебору дискретних станів системи, що відповідають статичній рівновазі при різних положеннях вижимних підшипників приводу. Для визначення стану всіх елементів системи в кожному розглядуваному положенні складається система нелінійних алгебраїчних рівнянь, що розв'язується із застосуванням чисельних методів. Надалі всі

дискретні розв'язки інтерполюються в неперервне поле розв'язків, що відповідає в границі нескінченно повільному процесу відкриття-закриття зчеплень.

Використовуваний чисельний метод розв'язання складеної системи нелінійних алгебраїчних рівнянь повинен забезпечувати збіжність і стійкість отримуваних результатів. Тобто порядок похибки результатів повинен бути не більшим за порядок похибки вихідних даних.

При розгляді статичної рівноваги механізму подвійного зчеплення приймається припущення про абсолютну симетричність конструкції відносно осі обертання та відсутність ексцентриситету.

Таким чином, усі сили, моменти та деформації розподіляються в усіх елементах конструкції осесиметрично. У такому випадку при побудові математичної моделі достатньо розглядати лише одну половину перерізу, що проходить через вісь обертання. Як буде показано пізніше, подібне припущення дозволяє значно спростити математичні викладки, оскільки зводить складну тривимірну структуру досліджуваного агрегату до двовимірного важільного механізму, не вносячи при цьому серйозних похибок в отримувані результати.

Окрім цього, у моделі статички подвійного зчеплення не будуть враховуватися впливи сили тяжіння всієї конструкції та термомеханічні ефекти.

Як вхідні дані статичної моделі необхідна інформація про геометричні розміри всіх деталей, а також їх пружні характеристики.

2.2 Кінематика діафрагмових пружин

Одним із найважливіших елементів механічної частини подвійного зчеплення є діафрагмові пружини, які служать для передачі та нелінійної мультиплікації приводного зусилля за принципом важільного механізму.

Силове кільце – елемент діафрагмової пружини, що передає зусилля в осьовому напрямку. При відтисканні пелюсток пружини силове кільце здійснює обертальний рух відносно нерухомої осі, що проходить через миттєвий центр швидкостей радіального перерізу кільця.

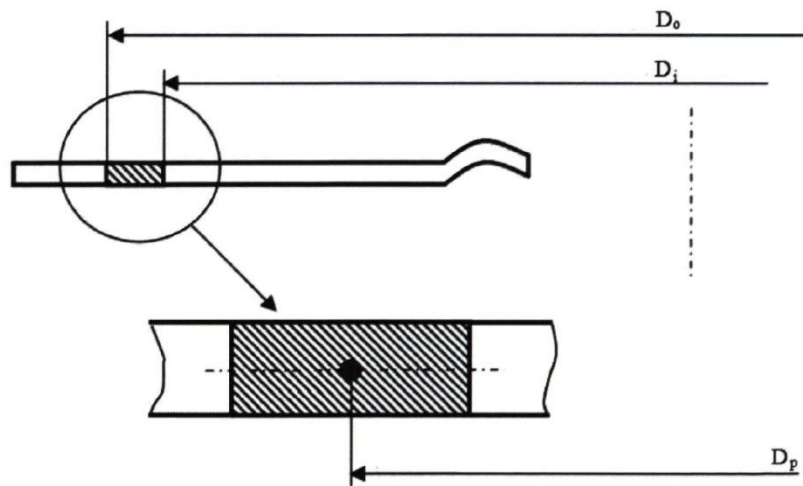


Рисунок 2.1 – Радіальний переріз силового кільця діафрагмової пружини

У більшості існуючих методик розрахунку діафрагмових пружин допускається, що діаметр осі обертання силового кільця при зміні кутового положення пружини залишається приблизно сталим, а саме кільце є умовно недеформівним [5, 8].

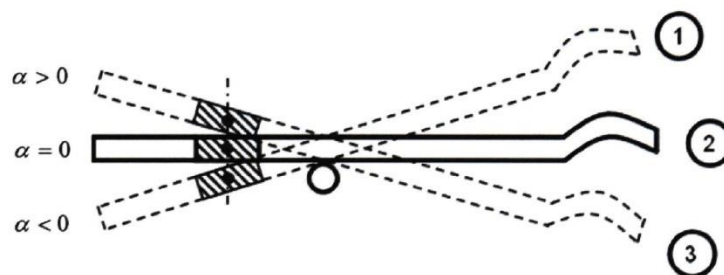
Діаметр осі обертання перерізу силового кільця визначається за такою формулою [7]:

$$D_p = \frac{D_o(\delta - 1)}{\delta \ln \delta}, \quad (2.1)$$

де δ – відношення зовнішнього та внутрішнього діаметрів кільця:

$$\delta = \frac{D_o}{D_i}. \quad (2.2)$$

Введемо поняття кута нахилу силового кільця α . Для зручності прийнемо таке правило знаків, що відповідають різним кутовим положенням діафрагмової пружини.



1 – допласке положення; 2 – пласке положення; 3 – післяпласке положення

Рисунок 2.2 – Визначення знаків кута нахилу силового кільця

Основною характеристикою діафрагмових пружин є момент опору, що являє собою залежність моменту, викликаного пружною деформацією силового кільця та пелюсток пружини, відносно кута нахилу α . Його якісні та кількісні властивості визначаються матеріалом пружини, її геометрією та способом виготовлення.

Значення моменту опору може бути визначене експериментально, методом скінченних елементів або за допомогою наближеного розрахунку за емпіричними формулами, сформульованими Альменом І. та Ласцло А. [7].

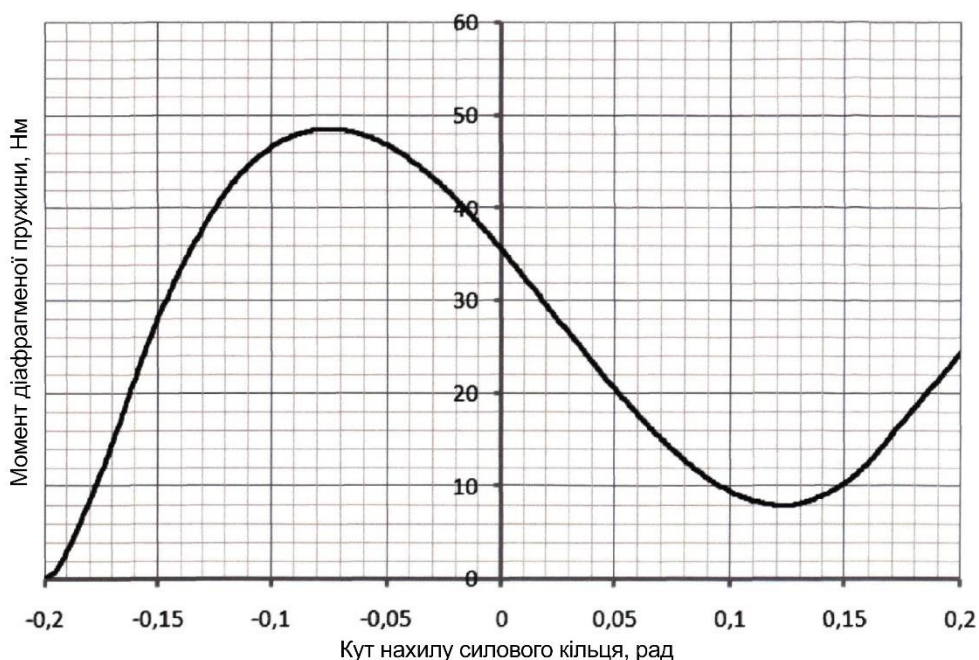


Рисунок 2.3 – Приклад характеристики діафрагмової пружини

2.3 Статичні рівняння рівноваги сил і моментів

Значення діючих сил і моментів у системі при заданому положенні вимірювального підшипника, а також деформації та переміщення, що виникають під дією цих сил, вважаються невідомими величинами та підлягають визначенню шляхом розв'язання алгебраїчної системи рівнянь.

При складанні рівнянь усі сили, спрямовані від привода, і моменти, що діють проти годинникової стрілки, приймаються додатними.

Складемо рівняння статичної рівноваги осьових сил для всіх деталей системи, замінивши зв'язки відповідними реакціями

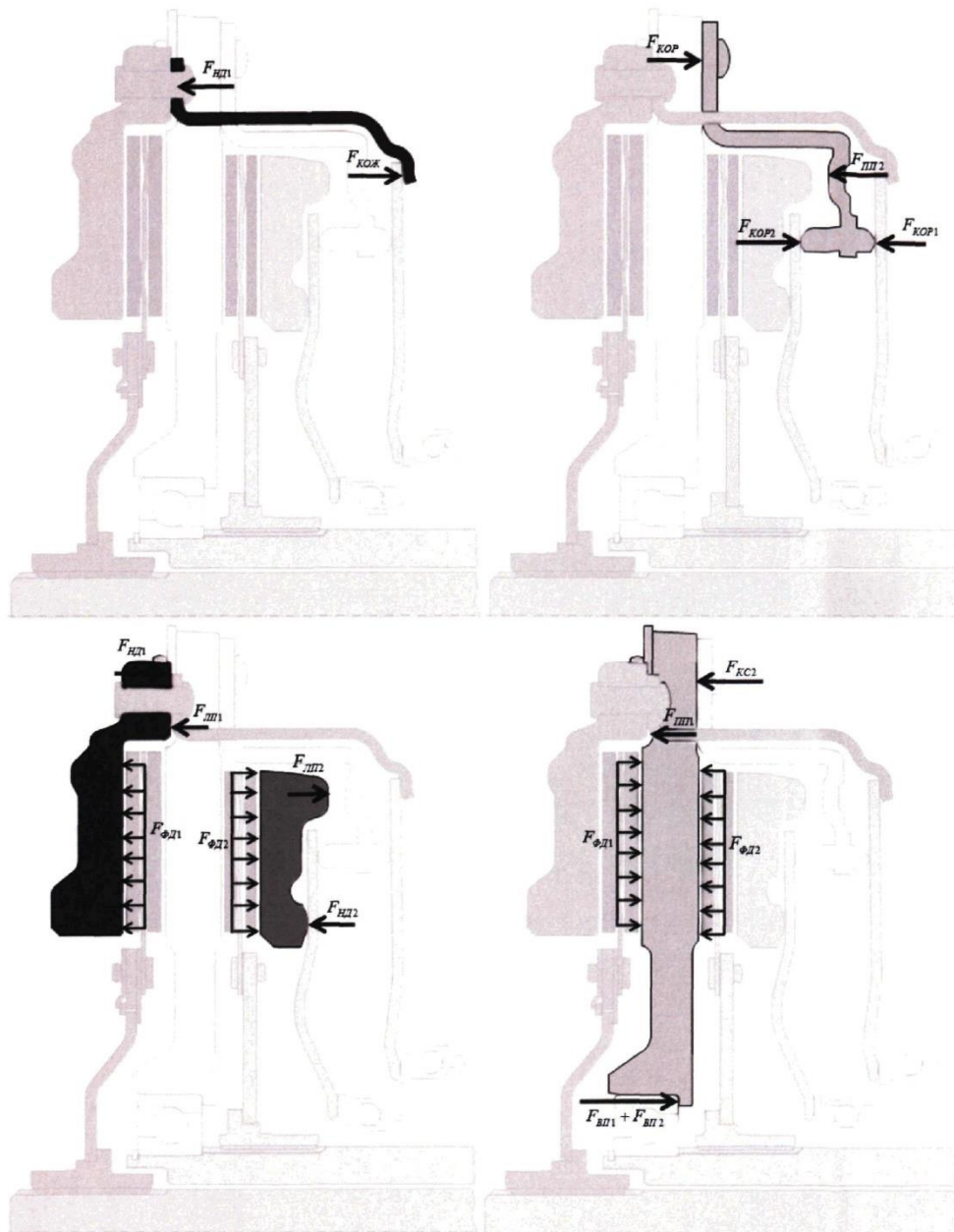


Рисунок 2.4 – Осьова рівновага сил окремих деталей подвійного зчеплення

Для п'яти деталей, представлених на рис. 2.4, можна скласти таку систему рівнянь:

$$\begin{aligned}
 \sum F_{AxialКОЖ} &= 0 = F_{HД1} - F_{КОЖ}; \\
 \sum F_{AxialКОР} &= 0 = F_{КОР1} + F_{ПП2} - F_{КОР2} - F_{КОР}; \\
 \sum F_{AxialHД1} &= 0 = F_{ПП1} + F_{ФД1} - F_{HД1}; \\
 \sum F_{AxialHД2} &= 0 = F_{HД2} - F_{ПП2} - F_{ФД2}; \\
 \sum F_{AxialЦП} &= 0 = F_{КОР} + F_{ФД2} - F_{ПП1} - F_{ФД1} - (F_{ВП1} + F_{ВП2}),
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

де $F_{ПП1}$, $F_{ПП2}$ – зусилля пакетів пластинчастих пружин; $F_{НД1}$, $F_{НД2}$ – сили на натискних дисках; $F_{ФД1}$, $F_{ФД2}$ – затискні зусилля на фрикційних дисках; $F_{КОР}$, $F_{КОР1}$, $F_{КОР2}$ – сили, що діють на корзину зчеплення; $F_{КОЖ}$ – сила між внутрішньою корзиною та центральною плитою; $F_{ВП1}$, $F_{ВП2}$ – зусилля вижимних підшипників привода.

Уся система замикається на центральній плиті, закріпленій у радіальному підшипнику. Реакція підшипника є відповіддю системи на вплив від вижимних підшипників привода $F_{ВП1} + F_{ВП2}$.

Розглянемо рівновагу сил і моментів у перерізі першої діафрагмової пружини для довільного положення витискного підшипника.

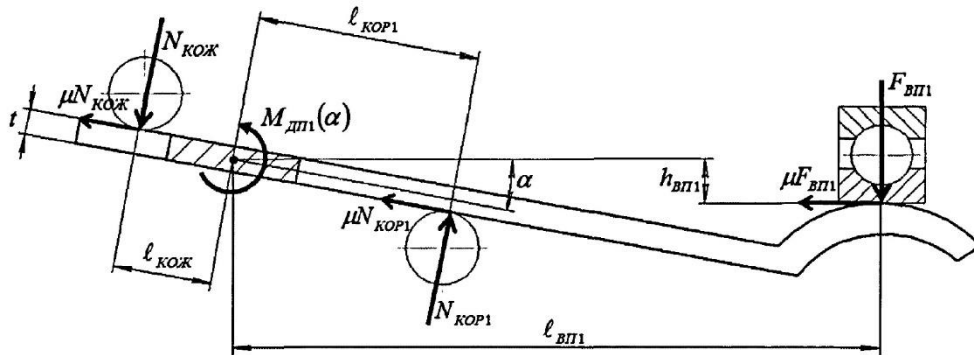


Рисунок 2.5 – Рівновага сил і моментів у перерізі першої діафрагмової пружини

Сума всіх сил, що діють в осьовому напрямку на першу діафрагмову пружину:

$$\sum F_{Axial/ДП1} = 0 = F_{КОР1} - F_{КОЖ} - F_{ВП1}. \quad (2.4)$$

Сила тертя між пелюстками діафрагмової пружини та вижимним підшипником діє ортогонально приводному зусиллю.

Осьові зусилля на кожусі та корзині зчеплення з урахуванням сил тертя визначаються таким чином:

$$\begin{aligned} F_{КОР1} &= N_{КОР1} (\cos \alpha + \varepsilon \varepsilon_{КОР1} \mu \sin \alpha); \\ F_{КОЖ} &= N_{КОЖ} (\cos \alpha + \varepsilon \varepsilon_{КОЖ} \mu \sin \alpha) \end{aligned} \quad (2.5)$$

де $N_{КОР}$, $N_{КОЖ}$ – нормальні зусилля, що діють на діафрагмову пружину з боку корзини та кожуха зчеплення відповідно; ε – коефіцієнт, що визначає напрям руху привода («1» – закриття зчеплення, «-1» – відкриття зчеплення); $\varepsilon_{КОР1}$, $\varepsilon_{КОЖ}$ – коефіцієнти, що визначають напрям дії сили тертя, викликаного прослизанням діафрагмової пружини відносно кожуха та корзини зчеплення.

Умовно прийнятий додатний напрям показаний на рис. 2.5.

Визначимо величину шляхів прослизання, що виникають при зміні нахилу діафрагмової пружини від кута α до кута α' :

$$\begin{aligned}\Delta_{КОЖ} &= (l_{КОЖ}(\alpha) - l_{КОЖ}(\alpha')) - r_{КОЖ}(\alpha - \alpha'); \\ \Delta_{КОР1} &= (l_{КОР1}(\alpha) - l_{КОР1}(\alpha')) - r_{КОР1}(\alpha - \alpha')\end{aligned}\quad (2.6)$$

де $l_{КОЖ}$, $l_{КОР1}$ – плечі сил реакцій, що діють на діафрагмову пружину з боку кожуха та корзини зчеплення. Обидва плеча є функціями, залежними від кута нахилу силового кільця. Визначаються тривіальним чином із геометрії пружини; $r_{КОЖ}$, $r_{КОР1}$ – радіуси обкатки кожуха та корзини зчеплення.

Якщо продиференціювати вирази для шляхів прослизання за кутом нахилу, то можна отримати функції, що визначають швидкість прослизання. Зміна знака швидкості прослизання відповідає зміні напрямку діючої сили тертя. Таким чином:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{КОЖ} &= \text{sign}\left(\frac{d\Delta_{КОЖ}}{d\alpha}\right) = \text{sign}\left(\frac{dl_{КОЖ}(\alpha)}{d\alpha} - r_{КОЖ}\right); \\ \varepsilon_{КОР1} &= \text{sign}\left(\frac{d\Delta_{КОР1}}{d\alpha}\right) = \text{sign}\left(\frac{dl_{КОР1}(\alpha)}{d\alpha} - r_{КОР1}\right)\end{aligned}\quad (2.7)$$

де $\Delta_{КОЖ}$, $\Delta_{КОР1}$ – шляхи прослизання в області контакту кожуха та корзини зчеплення з діафрагмовою пружиною; α – кут нахилу діафрагмової пружини.

Складемо рівняння рівноваги моментів, що діють у перерізі першої діафрагмової пружини відносно осі обертання силового кільця:

$$\begin{aligned}\sum M &= 0M_{ДП1}(\alpha) + N_{КОР1}l_{КОР1} + N_{КОЖ}l_{КОЖ} - F_{ВП1}l_{ВП1} + \\ &+ \varepsilon\left(\varepsilon_{КОЖ}\mu N_{КОЖ}\frac{t}{2} + \varepsilon_{КОР1}\mu N_{КОР1}\frac{t}{2} + \mu F_{ВП1}h_{ВП1}\right)\end{aligned}\quad (2.8)$$

де $M_{дп}(\alpha)$ – момент опору діафрагмової пружини; t – товщина діафрагмової пружини.

Рівняння рівноваги сил і моментів для перерізу другої діафрагмової пружини складаються аналогічним чином.

Після розгляду умов статичної рівноваги сил і моментів подвійного зчеплення була отримана система, що складається з дев'яти рівнянь: п'яти умов осьової рівноваги деталей (2.3) та чотирьох рівнянь осьової рівноваги сил (2.4) і моментів (2.8) діафрагмових пружин. Однак отримана система рівнянь є нерозв'язною, оскільки вона містить більше невідомих, ніж рівнянь.

2.4 Складання геометричних ланцюгів системи

Для подальшого розширення системи рівнянь, що описує статичну рівновагу механічної частини подвійного зчеплення, необхідно використати умови сталості контакту та взаємної орієнтації деталей відносно одна одної. Для цих цілей якнайкраще підходять конструкторські розмірні ланцюги, які можна звести до ряду лінійно незалежних алгебраїчних рівнянь [4, 5]. При цьому можливі кілька еквівалентних варіантів складання розмірних ланцюгів залежно від вибору частин системи, для яких записуються рівняння. Розглянемо кілька можливих прикладів.

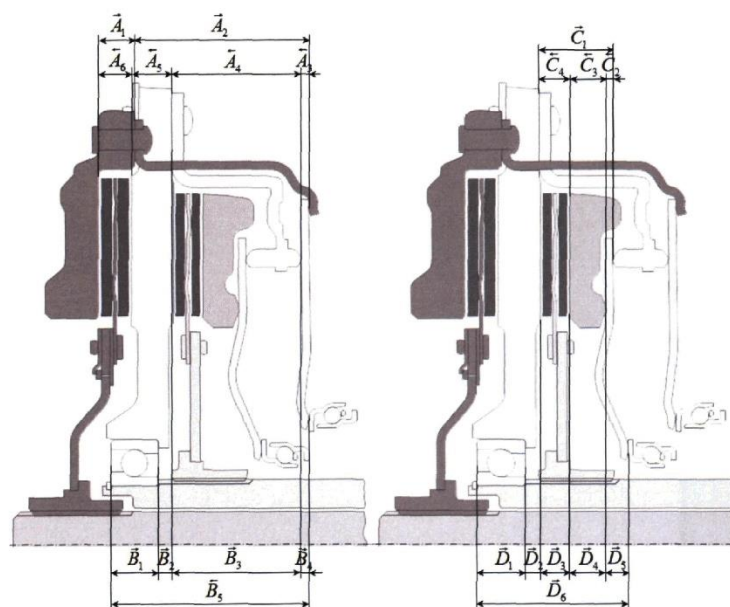


Рисунок 2.6 – Приклад геометричних ланцюгів механізму подвійного зчеплення

На підставі властивості замкненості розмірних ланцюгів можна сформулювати залежності, що пов'язують усі ланки:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{j=1}^m \vec{A}_j &= 0 & \sum_{i=1}^n \vec{B}_i - \sum_{j=1}^m \vec{B}_j &= 0 \\ \sum_{i=1}^n \vec{C}_i - \sum_{j=1}^m \vec{C}_j &= 0 & \sum_{i=1}^n \vec{D}_i - \sum_{j=1}^m \vec{D}_j &= 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

де n, m – число збільшувальних і зменшувальних ланок у ланцюгу.

Як розмірні зв'язки тут виступають розміри окремих деталей або відстані між ними. Кожна ланка містить не лише лінійний розмір відповідної деталі, але й враховує її осьову деформацію, викликану реакціями зв'язків у системі:

$$A_i = h_i \pm s_i, \quad (2.10)$$

де h_i, s_i – номінальний розмір і осьова деформація i -ї ланки.

Арифметичний знак перед значенням деформації визначається з умов роботи деталей: «+» — при роботі на розтяг, «-» — при роботі на стиск. У разі виникнення повітряних зазорів між фрикційними та натискними дисками значення відповідного доданка деформації приймається від'ємним.

Положення вижимного підшипника привода є вільно варійованим параметром (у прикладі він входить у розмірний ланцюг у вигляді ланки B4). Крім того, відстань між кожухом і корзиною зчеплення визначається з геометрії діафрагмової пружини та є нелінійною функцією, залежною від кута нахилу α .

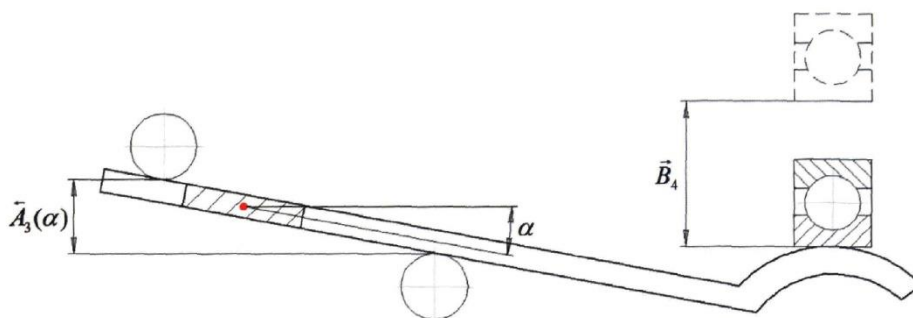


Рисунок 2.7 – Особливі ланки розмірного ланцюга

Для другого зчеплення геометричні ланцюги складаються аналогічним чином, тому не будемо зупинятися на них докладно.

Очевидно, що рівняння не містять змінних сил і моментів, що виникають у подвійному зчепленні. Для зв'язку всіх складених розмірних ланцюгів в єдину систему з рівняннями (2.3), (2.4) та (2.8) необхідно скористатися осьовими деформаціями та пружними характеристиками окремих деталей. Згідно із законом Гука можна записати:

$$F_i = C_i s_i, \quad (2.11)$$

де F_i – осьова сила, що діє на i -й елемент системи; C_i – осьова жорсткість i -го елемента.

Жорсткості окремих деталей можуть бути як постійними величинами, так і нелінійними функціями довільної складності, що визначаються геометрією, матеріалом і способом виготовлення деталей.

$$C_i = f(s_i). \quad (2.12)$$

Жорсткості всіх елементів системи вважаються заданими величинами. Їх значення можуть визначатися експериментально або розраховуватися методом скінченних елементів. У разі неможливості представлення нелінійної жорсткості в аналітичній формі її точне значення за заданою деформацією знаходиться чисельною інтерполяцією.

2.5 Чисельне розв'язання системи рівнянь

Після складання всіх рівнянь статичної рівноваги сил і моментів механічної частини подвійного зчеплення (2.3), (2.4) та (2.8), геометричних ланцюгів системи (2.9), а також залежностей, що пов'язують значення осьових деформацій деталей із силами, які діють на них (2.11), була отримана загальна система нелінійних алгебраїчних рівнянь, що описує статичну рівновагу при довільному положенні вижимних підшипників.

Як платформу для чисельного розв'язання отриманої системи рівнянь було взято програмний пакет Matlab, розроблений компанією MathWorks. Обраний алгоритм розв'язання — метод Левенберга–Марквардта, що являє собою комбінацію методів Гаусса–Ньютона та градієнтного спуску [2, 4].

При інтерполяції дискретних функцій, наприклад, отриманих експериментальним шляхом характеристик силових кілець діафрагмових пружин, використовувалися стандартні внутрішні методи двовимірної інтерполяції та екстраполяції функцій, доступні в програмному пакеті MATLAB. У випадку функцій з екстремально високими значеннями градієнтів (наприклад, жорсткість фрикційного диска) використовувалась інтерполяція сплайн-функцією. В усіх інших випадках для прискорення розрахунків застосовувалась лінійна інтерполяція [2, 4].

При квазістатичному моделюванні поведінки системи було розглянуто кінцеву кількість дискретних положень вижимних підшипників привода. Для кожного окремого положення існує єдиний дійсний розв'язок системи рівнянь. При послідовній варіації положень вижимних підшипників отримуються послідовності дискретних розв'язків, які згодом екстраполюються в неперервне поле розв'язків.

До загального розв'язку системи входять значення зусиль вижимних підшипників привода $F_{ВП1}$ та $F_{ВП2}$. Це дозволяє побудувати навантажувальну характеристику – залежність приводного зусилля від переміщення. Однак як вхідні варіаційні параметри можуть виступати і самі зусилля. При такій постановці задачі система рівнянь частково інвертується, і координати положень вижимних підшипників підлягають визначенню за заданими приводними зусиллями. Той чи інший спосіб постановки задачі визначається вимогами, що висуваються системою керування.

Для визначення значення максимально передаваного крутного моменту на підставі отриманих значень затискних зусиль фрикційних дисків $F_{ФД1}$ та $F_{ФД2}$ можна скористатися такою залежністю [5]:

$$M_{зч} = F_{ФД} R_{СР} \mu n, \quad (2.13)$$

де $F_{ФД}$ – нормальне затискне зусилля на фрикційному диску; μ – усереднений коефіцієнт тертя між контактними поверхнями; n – кількість поверхонь тертя; $R_{СР}$ – середній радіус тертя фрикційного диска:

$$R_{CP} = \frac{D_{Out}^3 - D_{In}^3}{3(D_{Out}^2 - D_{In}^2)}, \quad (2.14)$$

де D_{Out} – зовнішній діаметр фрикційного диска зчеплення; D_{In} – внутрішній діаметр фрикційного диска зчеплення.

Розрахована навантажувальна характеристика та величина передаваного крутного моменту представлені на рис. 2.8, 2.9.

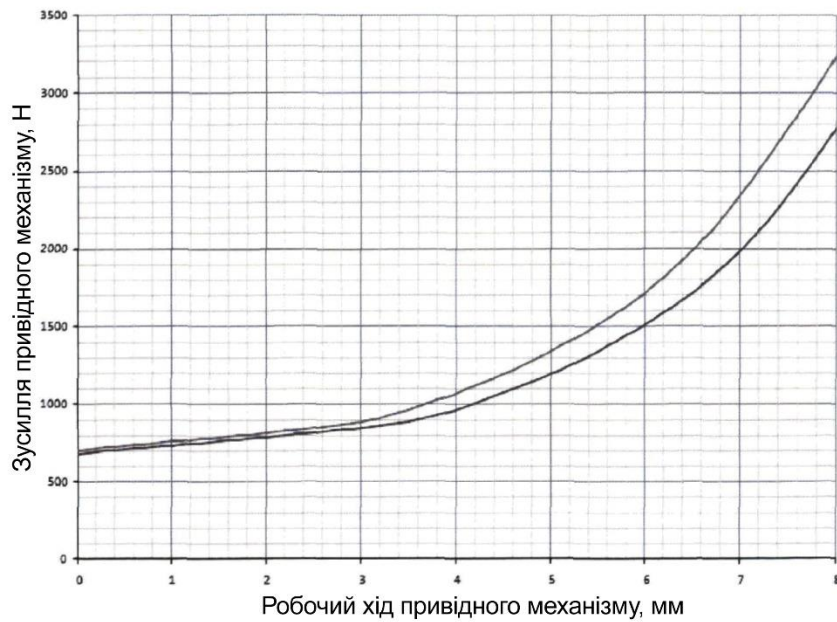


Рисунок 2.8 – Розрахункова навантажувальна характеристика

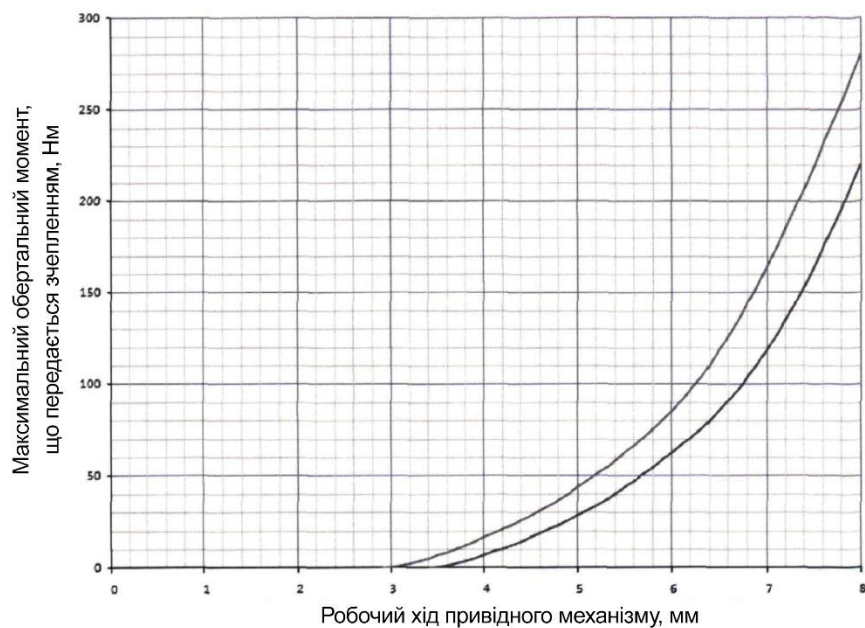


Рисунок 2.9 – Графік залежності передаваних моментів від робочого ходу приводних механізмів

Представлена методика дозволяє отримувати навантажувальну характеристику, а також враховувати взаємний вплив зчеплень, що виражається у вигляді загальної величини деформації внутрішньої корзини та центральної плити. Крім того, розроблена модель дозволяє враховувати величину внутрішнього тертя, що неминуче виникає внаслідок прослизання поверхонь тертя конструкції.

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

У даному розділі проводиться класифікація основних видів несправностей, що зустрічаються в МСДС. Описуються можливі причини їх виникнення та визначаються найбільш критичні функціональні елементи за довговічністю та точністю. Крім того, пропонується ряд розрахункових методик, що базуються на розроблених у попередніх розділах математичних моделях.

3.1 Аналіз найбільш критичних функціональних елементів за довговічністю та точністю

Як показує практичний досвід компанії Volkswagen [4, 10] та ряду сервісних центрів [5...11], переважну більшість несправностей МСДС можна поділити на кілька основних груп. При складанні даної класифікації передбачається повна відсутність інших відмов у приводі зчеплення, тобто локалізована поломка розташовується безпосередньо в механічній частині подвійного зчеплення.

Основні види несправностей:

1. Неповне вимкнення зчеплень;
2. Неповне ввімкнення зчеплень («пробуксовування»)
3. Ривки при перемиканні передач
4. Підвищений шум і високий рівень вібрацій

Для кожної з основних груп несправностей наведемо список можливих причин відмов:

1. Неповне вимкнення зчеплень:
 - Короблення фрикційних дисків
 - Нерівності на робочих поверхнях натискних дисків
 - Ослаблення кріплення або поломка фрикційних накладок
 - Заїдання маточини фрикційного диска на шліцах ведучого вала
 - Втрата пружних властивостей пакетів пластинчастих пружин
 - Втрата пружних властивостей діафрагмової пружини

- Недостатній номінальний повітряний зазор між центральною плитою та натискним диском унаслідок невдалого розподілу геометричних похибок окремих деталей

- Надлом пакетів пластинчастих пружин унаслідок втрати стійкості після отримання жорсткого трансмісійного удару

2. Неповне ввімкнення зчеплень («пробуксовування»):

- Підвищений знос фрикційних накладок ведених дисків
- Замаслення фрикційних накладок ведених дисків, робочих поверхонь натискних дисків і центральної плити

- Недостатній робочий хід натискної плити внаслідок невдалого розподілу геометричних похибок окремих деталей

- Поломка або часткова пластифікація діафрагмових пружин

3. Ривки при перемиканні передач:

- Заїдання маточини фрикційних дисків на шліцах ведучих валів
- Замаслення фрикційних накладок ведених дисків, робочих поверхонь натискних дисків і центральної плити

- Недопустимий знос фрикційних накладок

- Короблення фрикційних дисків

- Неодночасне натискання вижимного підшипника привода на пелюстки діафрагмових пружин

- Втрата пружності пакетів пластинчастих пружин

4. Підвищений шум і високий рівень вібрацій:

- Знос, пошкодження або недостатнє мащення підшипника муфти вимкнення зчеплення

- Недопустимий зазор у шліцьовому з'єднанні маточини веденого диска та ведучого вала коробки передач

- Знос переднього підшипника ведучого вала коробки передач

- Підвищене биття п'яти віджимних важелів

- Поломка або втрата пружності пружин демпфера веденого диска

– Поломка, втрата пружності або зіскакування відтяжної пружини вилки вимкнення зчеплення

– Недопустимий зазор у шліцьовому з'єднанні маточини веденого диска та ведучого вала коробки передач

– Надто висока амплітуда коливань натискних дисків унаслідок передачі збурювальних осьових впливів з боку двигуна або ведучих валів трансмісії;

– Наявність резонансних або близьких до резонансних коливань.

Сформулюємо список наслідків відмов із ранжуванням за ступенем критичності на підставі таких критеріїв:

Таблиця 3.1 – Критерії ранжування критичності наслідків відмов

Критерій ранжування	Рівень критичності
Небезпека аварії	1
Неможливість продовження руху	2
Прискорений знос механізмів зчеплення	3
Зниження комфортабельності їзди (шум, вібрація)	4

Таблиця 3.2 – Наслідки відмов МСДС

Наслідки відмов	Рівень критичності
Заклинювання фрикційного диска	1
Зниження максимального моменту, що передається	4
Короточасні провали величини моменту	3
Прослизання зчеплення при різкому збільшенні числа обертів двигуна	3
Виникнення задирів на фрикційних дисках	3
Збільшення вібрації (биття) корпусу зчеплення	4
Перегрівання натискних дисків і центральної плити	3
Неможливість замкнення зчеплення	2

При аналізі кожного окремого випадку відмови можна виділити один або кілька функціональних елементів конструкції, відповідальних за поломку. Згідно з наведеною вище класифікацією відмов найбільш критичними елементами конструкції є:

- Фрикційні диски
- Діафрагмові пружини
- Пакети пластинчастих пружин

У процесі експлуатації механізму подвійного зчеплення проблеми виникають в одному з таких випадків:

- Перевищення допустимих похибок виготовлення деталей
- Перевищення допустимого зносу деталей
- Перевищення допустимих значень внутрішніх напружень у деталях
- Невдале поєднання динамічних параметрів системи

3.2 Визначення допустимої величини зносу фрикційних дисків

Переважає більшість сучасних легкових автомобілів долають позначку у 100...130 тисяч кілометрів пробігу без особливих проблем, пов'язаних зі зносом фрикційних дисків зчеплень. Нове покоління преселективних КПП також повинно відповідати усталеним вимогам якості щодо довговічності. Таким чином, проблема зносу, що неминуче виникає у процесі експлуатації механізму подвійного зчеплення, є актуальною ще на етапі ескізного проєктування майбутніх компонентів автомобільних трансмісій і повинна враховуватися засобами автоматичного керування.

Знос фрикційних дисків відбувається в той момент, коли натискна та центральна плити, обертаючись із різними швидкостями, одночасно притираються одна до одної, стискаючи при цьому фрикційний диск. Шорсткий матеріал поступово стирається і з часом диск стає тоншим. Найбільший знос відбувається під час рушання автомобіля з місця. Саме тому диск першого зчеплення зазвичай зношується значно швидше (нагадаємо, що перше зчеплення відповідає за ввімкнення першої передачі). Крім того, диски поступово

зношуються під час процесу перемикання передач. Причому, чим повільніше закривається кожне зі зчеплень, тим більше зношується відповідний диск. При швидшому закритті зчеплень знос фрикційних дисків зменшується, але автомобіль щоразу отримує сильніший трансмісійний удар [3, 11].

Із збільшенням зносу зчеплення втрачає здатність передавати необхідний момент, що досягається при максимальному робочому ході приводу.

У подібних ситуаціях при різкому збільшенні числа обертів двигуна зчеплення може почати пробуксовувати, що, у свою чергу, негативно позначається на динамічних показниках автомобіля та комфортності їзди. У крайньому випадку може знадобитися навіть повна і досить дорога заміна всієї МСПЗ.

На величину передаваного моменту накладаються допуски, регламентовані технічними характеристиками трансмісії. Отже, максимальна величина допустимого зносу визначається допуском на момент.

На сьогодні у механізмах зчеплень існує велика кількість найрізноманітніших способів вимірювання та компенсації зносу.

Зупинятися на кожному з них окремо в межах даної роботи недоцільно, оскільки більшість механізмів компенсації захищені патентами і особливого інтересу для відкритих публікацій не становлять.

Натомість зупинимося на найбільш загальному випадку – компенсації зносу за допомогою адаптивного керування приводним механізмом.

Як уже згадувалося вище, очікуваний знос фрикційного диска першого зчеплення зазвичай значно перевищує знос другого зчеплення. З огляду на те, що всі подальші рекомендації щодо боротьби з впливом зносу однаковою мірою будуть справедливими для обох зчеплень, для компактності запису обмежимося розглядом першого зчеплення.

Більшість сучасних зчеплень здатні забезпечувати компенсацію зносу фрикційного диска до трьох міліметрів [7, 8, 10].

Проведемо варіаційний розрахунок для досліджуваного прототипу. Як варійований параметр візьмемо товщину фрикційного диска з кроком варіації – 0,5 мм. Максимальний робочий хід приводу приймається постійним – 8 мм.

Для більшої наочності отриманих результатів сили тертя, що виникають у контактах між діафрагмовою пружиною та іншими деталями зчеплення, враховуватися не будуть.

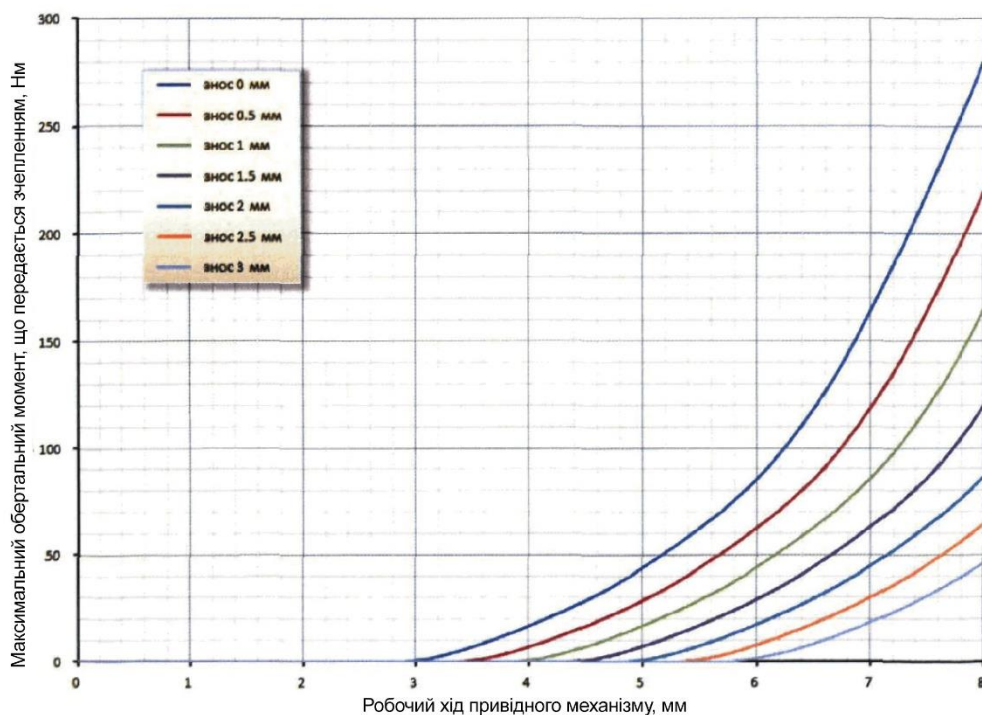


Рисунок 3.1 – Графік залежності передаваного моменту першого зчеплення від шляху переміщення приводу

Як видно з рисунка 3.1, зі збільшенням зносу зчеплення дедалі довше залишається відкритим і щоразу передача крутного моменту від двигуна починається пізніше. Для вироблення рекомендацій щодо компенсації зносу розглянемо графік залежності зусилля приводу першого зчеплення від шляху його переміщення (рис. 3.2).

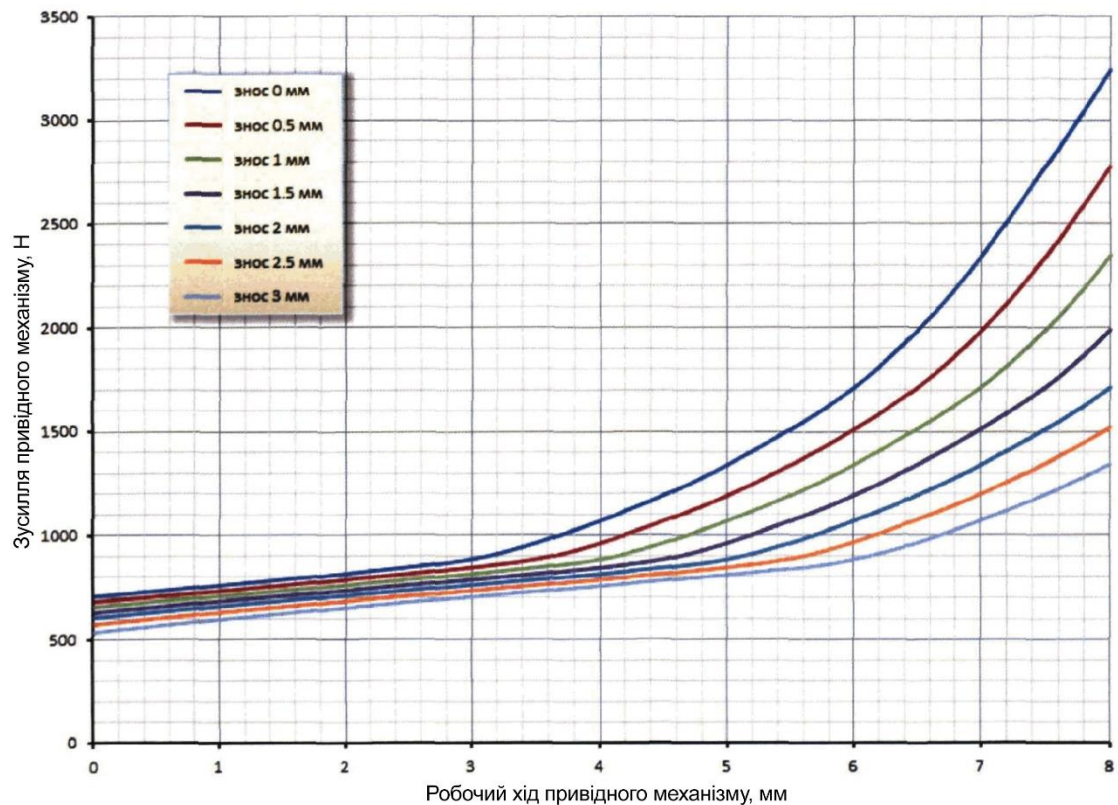


Рисунок 3.2 – Графік залежності зусилля приводу першого зчеплення від шляху його переміщення

Як видно з побудованих графіків, максимальне зусилля приводу, необхідне для повного закриття зчеплення, обернено пропорційне величині зносу.

Це пов'язано з тим, що при однаковому максимальному ході вижимного підшипника через зменшення товщини фрикційного диска зусилля на натискному диску стає меншим.

Для забезпечення САК каналом зворотного зв'язку щодо виникаючого зносу на вижимні підшипники встановлюються тензометричні датчики сили. Якщо при повному закритті зчеплення датчик не реєструє заданого рівня зусилля, то САК вносить відповідне коригування у робочий хід приводу.

Таким чином, при наступних закриттях зчеплення вижимний підшипник переміщується далі, компенсуючи тим самим виниклий знос фрикційних дисків.

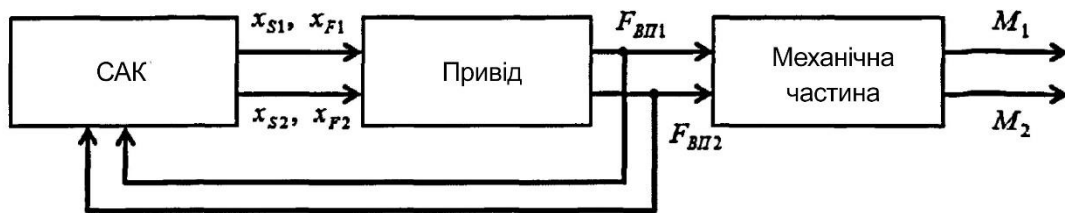


Рисунок 3.3 – Структурна схема компенсації зносу

Однак зі збільшенням довжини робочого ходу також збільшуватиметься і час, необхідний для повного закриття зчеплення, що в кінцевому підсумку негативно позначиться на швидкодії трансмісії та динаміці автомобіля під час розгону [3]. Для збереження незмінної довжини робочого ходу САК повинна коригувати не лише кінцеву, а й початкову позиції вижимного підшипника приводу.

Таким чином, виникає задача знаходження необхідних положень вижимних підшипників у крайніх положеннях, що забезпечують сталість передаваного моменту при змінному зносі фрикційних дисків.

Необхідні значення крайніх положень вижимних підшипників можуть бути знайдені завдяки варіаційному моделюванню за допомогою математичної моделі статички, розробленої у другому розділі дисертації. Для розглянутого вище робочого прототипу проваріюємо крайні положення робочого ходу доти, доки при заданому значенні зносу не буде забезпечуватися необхідний рівень передаваного моменту.

Розрахункові граничні положення вижимних підшипників залежно від величини зносу першого фрикційного диска наведені на рис. 3.4. Нелінійності отриманих кривих викликані пружними деформаціями окремих деталей зчеплення та непостійністю передатного відношення діафрагмової пружини залежно від кута нахилу силового кільця.

Обидві криві слугують базисом для формування законів керування приводом. Для спрощення подання обидві криві можна апроксимувати до прямих ліній (на рисунку позначені чорним кольором).

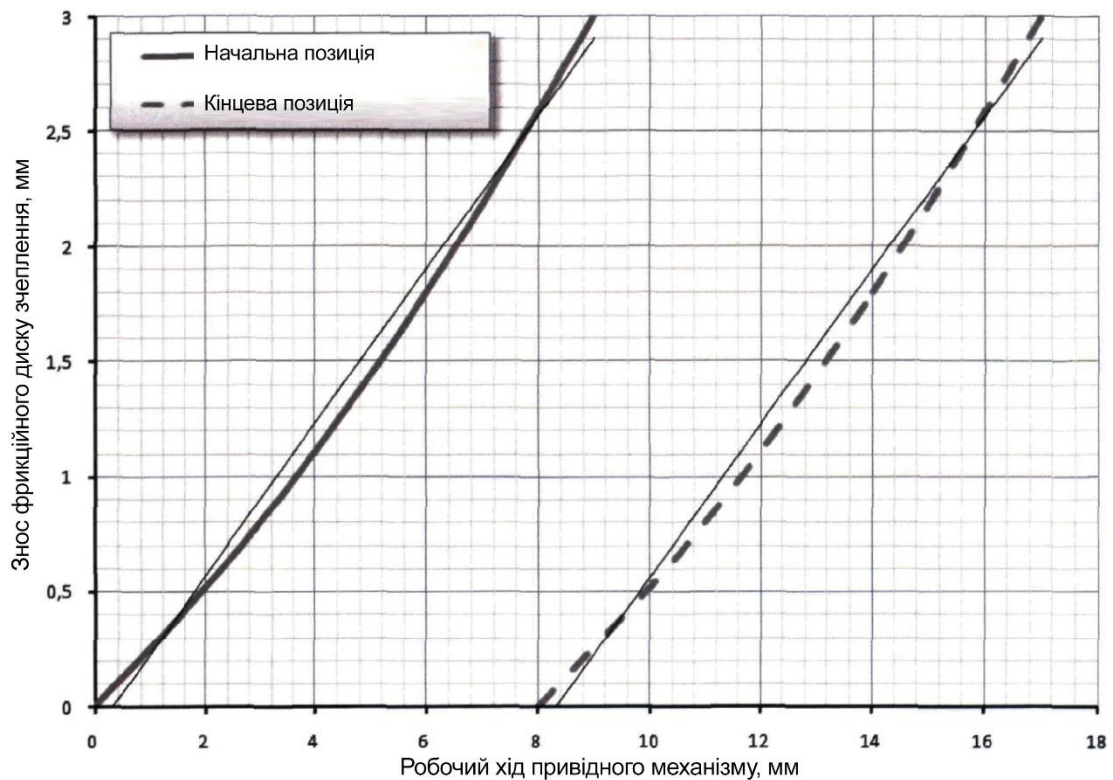


Рисунок 3.4 – Початкова та кінцева позиції вижимного підшипника приводу залежно від зносу фрикційного диска першого зчеплення

Тангенс кута нахилу апроксимованих кривих відповідає приблизному значенню передатного відношення діафрагмової пружини.

Таким чином, для адаптивної компенсації зносу фрикційних накладок за допомогою керувального впливу з боку САК на приводний механізм можна сформулювати закони керування положенням вижимного підшипника приводу залежно від величини зносу фрикційних дисків.

3.3 Оптимізація конструктивних параметрів діафрагмових пружин

У класичних автомобільних зчепленнях для переривання передачі крутного моменту приводне зусилля витрачається на подолання моменту опору натискних пружин.

Нагадаємо, що в механічних КПП джерелом цього зусилля безпосередньо є педаль зчеплення, яка у вільному положенні відповідає повністю закритому зчепленню. Таким чином, ступінь закриття зчеплення та величина передаваного моменту визначаються зусиллям, накопиченим у механізмі натискних пружин.

Тому при конструюванні класичних зчеплень натискні пружини намагаються робити більш масивними та жорсткими.

У МСПЗ при виході з ладу приводних механізмів або відмові системи керування з метою безпеки обидва зчеплення повинні автоматично переходити у відкрите положення. Для цього момент опору діафрагмових пружин реверсують таким чином, щоб він сприяв не закриттю, а відкриттю обох зчеплень. Головним недоліком цього вимушеного заходу є те, що для повного закриття зчеплень системі приводних механізмів доводиться самостійно створювати необхідне притискне зусилля і при цьому працювати проти накопиченого у діафрагмовій пружині моменту опору. Таким чином, діафрагмові пружини у подвійних зчепленнях використовуються не як силові елементи, здатні накопичувати значні осьові зусилля, а лише як важільні передавальні механізми.

Конструктивне виконання таких пружин суттєво відрізняється від пружин традиційних автомобільних зчеплень (див. рис. 3.5). Насамперед ці відмінності стосуються геометрії силового кільця.

Характеристику діафрагмових пружин намагаються зробити лінійною і більш пологою (м'якою) для зменшення необхідного приводного зусилля та спрощення законів керування зчепленням. Для цього переріз силового кільця значно зменшують у розмірах.



Рисунок 3.5 – Відмінності силових кілець діафрагмових пружин у традиційному та подвійному зчепленнях

У світлі подібних конструктивних змін особливо гостро постає питання міцнісної надійності діафрагмових пружин. Величина напружень, що виникають

у контурі силового кільця при відкритті та закритті зчеплень, залежить від геометричних параметрів пружини та її робочого шляху переміщення s (рис. 3.6).

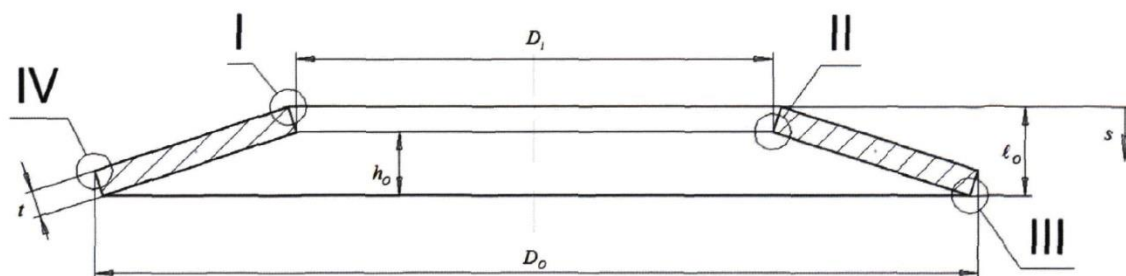


Рисунок 3.6 – Геометрія перерізу силового кільця діафрагмової пружини

Для розрахунку діючих напружень, що виникають у найбільш критичних ділянках силового кільця I–IV (див. рис. 3.6), використовуються стандартні емпіричні залежності, сформульовані Альменом І. та Ласцло А. у 1936 році [7].

Наводити повний зміст цих розрахункових методик через їх громіздкість у межах даної роботи не є можливим.

Натомість як приклад наведемо результати розрахунків, виконаних на ЕОМ для досліджуваного робочого прототипу системи DQ200.

Графік залежності напружень у силовому кільці від повного шляху переміщення діафрагмової пружини першого зчеплення наведений на рис. 3.7. Від’ємні значення напружень відповідають напруженням розтягу, а додатні — відповідно напруженням стиску. Нуль на осі X відповідає плоскому положенню пружини.

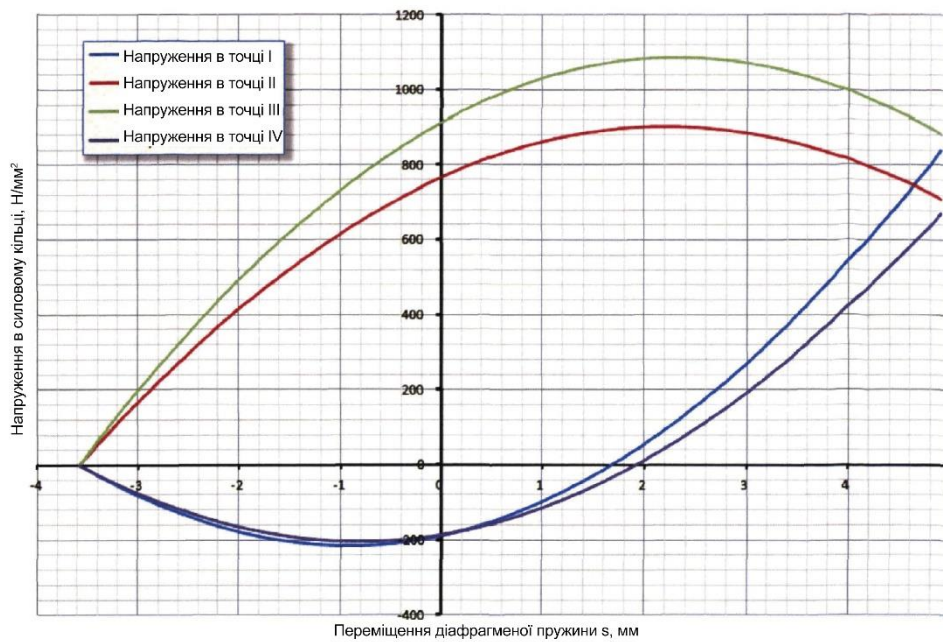


Рисунок 3.7 – Напруження силового кільця першої діафрагмової пружини

У наявних розрахункових методиках для визначення коефіцієнта запасу міцності діафрагмової пружини максимальні та мінімальні значення напружень зіставляються з максимально допустимими величинами [1]. Однак на практиці обидві діафрагмові пружини не здійснюють повного можливого переміщення. Робочий хід пружин залежить від жорсткості пелюсток і обмежений максимальним шляхом переміщення приводних механізмів. Найчастіше він перебуває у досить вузькому діапазоні. Через незнання точних меж робочого ходу діафрагмової пружини конструктори перестраховуються, закладаючи більший коефіцієнт запасу міцності.

За допомогою математичного моделювання визначимо для досліджуваного робочого прототипу діапазон змін кута силового кільця першої діафрагмової пружини. При довжині робочого ходу вижимного підшипника 8 мм зміни кута лежать у діапазоні $[-7,25^\circ; 3^\circ]$. При перерахунку на переміщення пружини робочий хід виявляється обмеженим у межах $[-1,2 \text{ мм}; 0,55 \text{ мм}]$.

На рис. 3.8 наведено робочий діапазон діючих напружень.

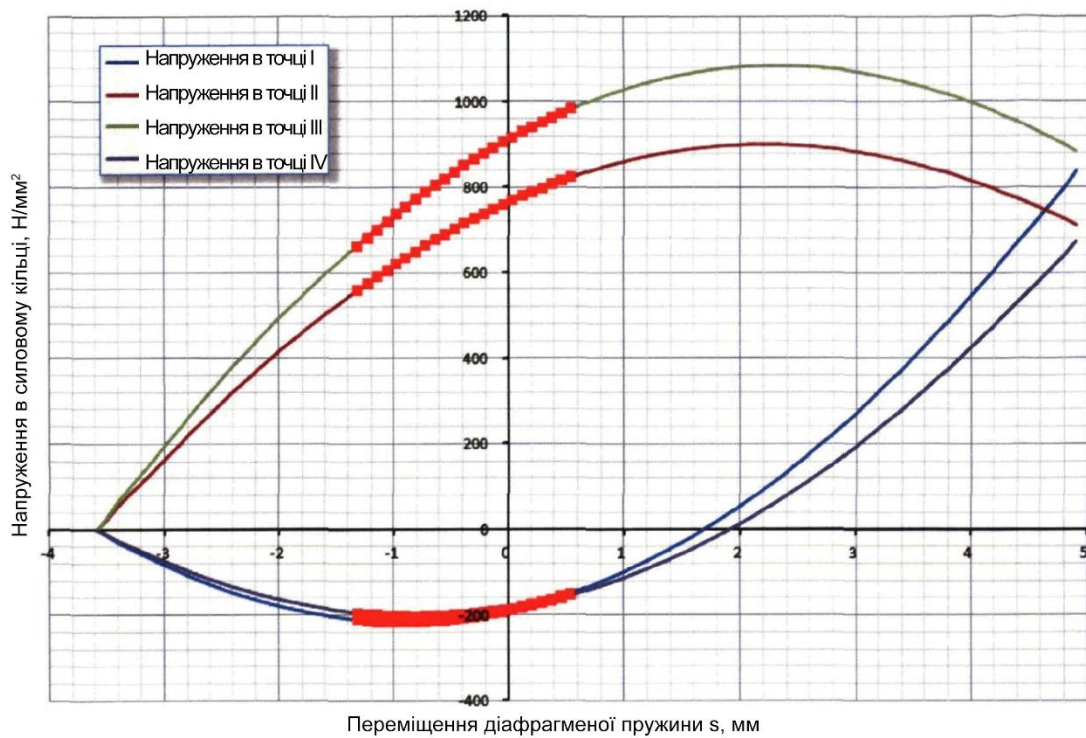


Рисунок 3.8 – Діапазон діючих напружень у силовому кільці першої діафрагмової пружини

Як видно з наведеного графіка, максимальне діюче напруження стиску в точці III становить 984 Н/мм^2 , що на 17 % менше порівняно з максимально можливим напруженням, рівним 1185 Н/мм^2 і таким, що досягається за межами робочого діапазону.

Діючі у силовому кільці напруження обернено пропорційні товщині матеріалу діафрагмової пружини та квадрату різниці зовнішнього і внутрішнього діаметрів. Використання отриманих значень дійсних максимальних напружень при оцінці міцнісної надійності дозволяє додатково зменшити розміри перерізів силових кілець обох діафрагмових пружин і тим самим знизити робоче навантаження приводних механізмів.

ВИСНОВКИ

Проведені у роботі теоретичні дослідження дозволили отримати такі основні результати розв'язання актуальної науково-технічної задачі оптимізації законів керування МСПЗ, а також методик для вибору їх основних схемних і параметричних рішень:

Розроблено кінематичні та динамічні математичні моделі, на базі яких були отримані залежності навантажувальних характеристик зчеплень від геометричних, кінематичних і пружних параметрів функціональних елементів.

Досліджено втрати енергії у мехатронній системі подвійного зчеплення, викликані внутрішнім тертям, що неминуче виникає у процесі обкатування діафрагмових пружин по опорних кільцях ведених деталей.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Walker P.D., Zhang N. Modelling and control of dual clutch transmission systems: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, Vol. 150. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107261
2. Goetz M., Levesley M.C., Crolla D.A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2020, Vol. 234(12). DOI: 10.1177/0954407020918416
3. Kulkarni M., Shim T., Zhang Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, Vol. 158. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104227
4. Meng F., Tao G., Yin C. Nonlinear dynamic modelling and vibration analysis of wet dual-clutch systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, Vol. 531. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.116975
5. Li Y., Zhang H., Wang X. Investigation of friction losses in diaphragm spring clutch systems under transient operating conditions. *Tribology International*, 2023, Vol. 179. DOI: 10.1016/j.triboint.2022.108168
6. Cho H., Kim J., Lee K. Dynamic characteristics of automotive clutch systems considering nonlinear diaphragm spring stiffness. *Applied Sciences*, 2022, Vol. 12(8). DOI: 10.3390/app12083865
7. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. 3rd Edition, Springer, 2021. ISBN: 978-3662621455
8. Mashadi B., Crolla D. *Vehicle Powertrain Systems*. Wiley, 2021. ISBN: 978-1119507468
9. Guzzella L., Onder C. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. 2nd Edition, Springer, 2021. ISBN: 978-3662642795
10. Rao S.S. *Mechanical Vibrations*. 7th Edition, Pearson, 2021. ISBN: 978-1292261065

11. Singh R., Das S. Automotive powertrain vibrations and clutch system optimization: A review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 2022, Vol. 29. DOI: 10.1007/s11831-021-09652-7
12. Liu C., Zhao Y., Chen H. Finite element modelling of clutch diaphragm spring systems for durability and NVH optimization. *Engineering Failure Analysis*, 2023, Vol. 148. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2023.107207
13. Kim D., Park J., Lee S. Thermo-mechanical analysis of clutch friction systems in dual-clutch transmissions. *Applied Thermal Engineering*, 2022, Vol. 214. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118882
14. Zhu X., Wang Y., Li P. Energy dissipation mechanisms in automotive clutch systems with nonlinear elastic components. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2024, Vol. 201. DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110621
15. Verbitsky V., Bulgakov V., Pascuzzi S. et al. Dynamic loading processes in tractor and vehicle transmission systems. *Applied Sciences*, 2023, Vol. 13(7). DOI: 10.3390/app13071452
16. Bathe K.J. *Finite Element Procedures*. Updated Edition, 2021. ISBN: 978-0979004957
17. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 8th Edition, Elsevier, 2021. ISBN: 978-0081024263
18. Dixon J.C. *Suspension Geometry and Computation*. Wiley, 2021. ISBN: 978-1119510796
19. Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd Edition, McGraw-Hill, 2021. ISBN: 978-1260116106
20. Crolla D. *Vehicle Dynamics Theory and Application*. Springer, 2022. ISBN: 978-3030764890

ДОДАТКИ