

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Вибір характеристики автоматичного зчеплення при застосуванні
у трансмісії транспортного засобу механізму вільного ходу»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Романченко В.М

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Сорока Олександр Андрійович

(ПІБ)

КИЇВ – 2025

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)
« _____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проекту бакалавра студенту

Сороці Олександр Андрійовичу

Спеціальність _____
(прізвище, ім'я, по батькові) 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проекту бакалавра на тему «Забезпечення експлуатаційних характеристик при низьких температурах»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: _____ 01.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: особливості конструкції трансмісії колісних транспортних засобів

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ.

Сучасний стан питання та задачі дослідження.

Теоретичне обґрунтування роботи.

Програма і методика експериментальних досліджень.

Результати експериментальних досліджень.

Висновки.

Перелік графічного матеріалу: Мета та завдання дослідження; Аналіз способів та технічних рішень; Пристрій міжколісного стабілізатора; Теоретичні дослідження; Експериментальні дослідження; Результати експериментальних досліджень; Висновки

Дата видачі завдання «10» січня 2025 р.

Керівник дипломного проекту бакалавра _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Степанов В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 68 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 25 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Розробка методу вибору раціональних характеристик процесу перемикання в автоматичній коробці передач транспортного засобу».

Об'єктом дослідження є динаміка перемикання передач в автоматичній коробці передач планетарного типу.

Метою роботи є розробка методу синхронізації зубатих муфт, що використовуються в автоматичних планетарних коробках як елементи управління.

У дипломному проекті вироблено рекомендації щодо визначення елементів керування планетарної коробки передач, як раціональніше використовувати несинхронізовані зубчасті муфти (що підтверджено при розробці автоматичної коробки передач R932).

Розроблено метод синхронізації ланок зубчастих муфт, що використовуються як елементи управління в автоматичних планетарних коробках передач. Даний метод використовувався при створенні коробки передач R932 і може бути використаний в інших практичних проектах з розробки планетарних коробок передач, побудованих за кінематичними схемами, відмінними від кінематичної схеми R932.

Ключові слова: автомобіль, динаміка, автоматична коробка передач, планетарний редуктор, синхронізація.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЗАПРОПОНОВАНІ ПІДХОДИ ДЛЯ ЇХ РІШЕННЯ	7
1.1. Шляхи зниження втрат у планетарних автоматичних коробках передач..	9
1.2. Опис об'єкта дослідження.....	13
1.3. Постановка мети та завдань дослідження	17
РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ В АВТОМАТИЧНІЙ ПЛАНЕТАРНІЙ КОРОБЦІ ПЕРЕДАЧ НЕСИНХРОНІЗОВАНИХ ЗУБЧАТИХ МУФТ В ЯКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ УПРАВЛІННЯ І МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ «ДВИГУН-ТРАНСМІСІЯ-ЗОВНІШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ»	18
2.1. Аналіз можливості заміни дискових фрикційних елементів управління коробки передач R932 на несинхронізовані зубчасті муфти	21
2.1.1. Гальмо Т4.....	21
2.1.2. Блокувальна муфта М6.....	23
2.1.3. Блокувальна муфта М9.....	25
2.1.4. Блокувальна муфта М13.....	27
2.1.5. Гальмо Т2.....	30
2.2. Математична модель системи «двигун – трансмісія – зовнішнє середовище».....	33
2.2.1. Математична модель прямолінійного руху автомобіля	33
2.2.2. Математична модель двигуна внутрішнього згорання.....	36
2.2.3. Математична модель планетарної коробки передач R932	37

ВСТУП

При експлуатації колісних транспортних засобів, як у агропромисловому призначенні, так і в приватному користуванні частка відмов агрегатів трансмісії становить 10-15% від сумарних потоків відмов, що неминуче супроводжують експлуатацію автомобілів.

Грунтуючись на зазначених цифрах, складно стверджувати, що агрегати трансмісії істотно можуть впливати на транспортний процес агропромислового виробництва, зокрема, на загальну експлуатаційну надійність вантажного автомобіля. Однак, поряд із відносно високою надійністю, на відновлення працездатності силових вузлів трансмісії у разі настання їх аварійних відмов потрібно до 40% від сумарних матеріальних та трудових витрат, необхідних для виведення транспортної одиниці з аварійних станів протягом усього терміну її експлуатації.

Таким чином, трансмісія автомобіля залишається хоч і відносно надійною при експлуатації, але все ж таки досить дорогою системою при її відновленні. Тому питання, пов'язані зі збільшенням ресурсу агрегатів трансмісії автомобіля, а також з розробкою методів, що знижують тяжкість наслідків їх аварійних відмов, зокрема, з розробкою методів їх попередження, на сьогодні продовжує бути актуальним.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЗАПРОПОНОВАНІ ПІДХОДИ ДЛЯ ЇХ РІШЕННЯ

За останнє десятиліття, як в Україні, так і за кордоном, різко зростає кількість транспортних засобів, обладнаних трансмісіями з автоматичною зміною передавального числа.

В даний час приблизно 50...55% легкових та вантажних автомобілів, що випускаються за кордоном, забезпечується автоматичними коробками передач (АКП), причому в США цей показник вищий і становить 85...90%, а в Японії – 80%.

Проведені випробування показали, що за умов інтенсивного вуличного руху водію автомобіля на кожні 100 км пройденого шляху доводиться 600...700 разів натискати на педаль зчеплення і 400...600 разів перемикає передачі в коробці, тобто, в середньому робити одне перемикання через кожні 30...40 секунд. Набагато частіше доводиться перемикає передачі, рухаючись на позашляховику по важкопрохідній території або водію міського автобуса з механічною трансмісією. Останній за робочу зміну вимикає зчеплення та перемикає передачі 1500...2000 разів.

Це призводить до підвищеної стомлюваності водія та погіршення його самопочуття, а також до збільшення помилок при керуванні автомобілем. Порівняльні дослідження показали, що у таких водіїв у середньому на 10% збільшується частота пульсу, частота дихання та зменшується вміст кисню в крові (порівняно зі станом водіїв, що керують автомобілями з автоматичними коробками передач).

Абсолютна більшість сучасних автоматичних коробок передач побудована на основі планетарних механізмів. Для управління перемикачами в планетарних коробках використовуються фрикційні елементи управління, дія яких заснована на використанні сил тертя, що виникають при взаємодії двох або декількох поверхонь, що труться. Залежно від призначення фрикційні елементи управління планетарних коробок можна розділити на два види: блокувальні муфти та гальма. Крім того, фрикційні елементи керування можна поділити на некеровані (обгонні муфти) та керовані (дискові та стрічкові гальма та дискові муфти).

Ефективність роботи стрічкового гальма багато в чому визначається способом закріплення кінців стрічки. При закріпленні кінців гальмівної стрічки необхідно враховувати напрямок обертання гальмівного барабана. При зіткненні гальмівної стрічки з барабаном виникає момент сили тертя, що діє однаково як на гальмівний барабан, так і на гальмівну стрічку. Причому момент, що діє на гальмівну стрічку, може бути спрямований як у бік розтягування, так і в напрямку її стиснення. У цьому першому випадку напрям дії на стрічку моменту тертя і сили сервопривода збігаються, тобто виникає ефект самозатягування гальма, що з точки зору забезпечення якості перемикання передачі не зовсім добре, оскільки самозатягування стрічкового гальма практично неможливо контролювати. З цієї причини в даний час виробники автоматичних коробок передач відмовилися від використання стрічкових гальм в якості елемента керування.

Використання в якості елемента керування фрикційних дискових муфт і гальм позбавляє систему управління від недоліку, властивого стрічковим гальмам.

Однак, і фрикційні дискові елементи керування автоматичними коробками передач не позбавлені недоліків, основний з яких полягає у створенні моменту опору у вимкненому стані. Виникнення моменту опору обумовлено, в першу чергу, наявністю мастила і невеликих зазорів між дисками (для автоматичних коробок передач середня величина зазору між дисками становить 0,25 мм).

Так одне з досліджень показало, що в сучасних автоматичних коробках передач втрати у вимкнених фрикційних елементах управління можуть становити третину від загальних втрат [1].

1.1. Шляхи зниження втрат у планетарних автоматичних коробках передач

На початку двохтисячних років в області автоматичних коробок автомобілів стався суттєвий прорив. З'явилися кінематичні схеми планетарних механізмів, що дають змогу реалізовувати від семи до дев'яти передач переднього ходу. Пов'язано це було насамперед із боротьбою за зниження витрати пального та кількості викидів шкідливих речовин в атмосферу. Збільшення кількості передач дозволяє, насамперед, забезпечити роботу двигуна внутрішнього згоряння у досить вузькому діапазоні частот обертання, що відповідають мінімальній витраті палива та, відповідно, мінімальним викидам шкідливих речовин.

Для зниження втрат потужності, що виникають у вимкнених фрикційних елементах управління, розробники автоматичних коробок передач намагалися мінімізувати кількість таких фрикційних елементів. Це завдання вирішувалося двома шляхами.

По-перше, було зменшено загальну кількість фрикційних елементів управління. Так, якщо порівнювати трансмісії, що використовуються у легкових автомобілях наприкінці дев'яностих років минулого століття, з трансмісіями, розробленими на початку двадцять першого століття, можна відзначити скорочення кількості фрикційних елементів зі збільшенням числа передач переднього ходу.

По-друге, відбувся перехід від кінематичних схем, що володіють трьома ступенями свободи, до чотириступеневих [20 – 22], які дозволяють знизити потужність, що втрачається у фрикційних елементах управління, що вільно обертаються, за рахунок збільшення числа фрикційних елементів, що знаходяться у ввімкненому стані. Так, наприклад, для коробок передач, що мають три ступені свободи, для отримання жорсткого зв'язку між ведучим і

веденим валами необхідно включити два елементи управління. У той час, як для чотириступневих коробок передач необхідно включити на один елемент керування більше.

Однією з перших фірм, яка почала використовувати при розробці автоматичних коробок передач схеми, що володіли чотирма ступенями свободи, була компанія Mercedes, яка розробила ще в 90-х роках минулого століття для своїх автомобілів шестишвидкісну автоматичну коробку передач 722.6.

Надалі фірма ZF розробила сімейство шестишвидкісних автоматичних коробок передач, що володіють чотирма ступенями свободи. Ці коробки будувалися за схемою Лепелет'є. За цією ж схемою будує частину своїх шестишвидкісних коробок і японська фірма AW.

В даний час німецька фірма ZF випускає восьмиступінчасті коробки передач для автомобілів із заднім приводом, і дев'ятиступінчасті – для передньопривідних автомобілів. Причому і та, і інша коробка передач побудовані за схемами, що володіють чотирма ступенями свободи.

Японська фірма AW розробила і випускає восьмиступінчасті автоматичні коробки передач, що мають чотири ступені свободи, які призначені як для задньопривідних, так і для передньопривідних автомобілів.

Японська JATCO пропонує семиступінчасту автоматичну коробку передач для задньопривідних автомобілів, яка також має чотири ступені свободи.

І, нарешті, німецький автовиробник Mercedes, починаючи з 2013 року, став використовувати на своїх автомобілях дев'ятиступінчасту автоматичну коробку передач власної розробки, яка також має чотири ступені свободи.

Як видно з наведеного вище короткого огляду, очевидно прагнення провідних світових виробників транспортних засобів використовувати багатоступінчасті коробки передач, побудовані на основі кінематичних схем, що мають чотири ступені свободи.

Наступним кроком у напрямку зниження втрат потужності у фрикційних елементах управління був перехід до використання в якості елементів управління зубчастих муфт. Першою, і поки що єдиною, яка використовувала в

автоматичних планетарних коробках передач зубчасті муфти як елементи управління, стала німецька фірма ZF (рис.1.1) [22].

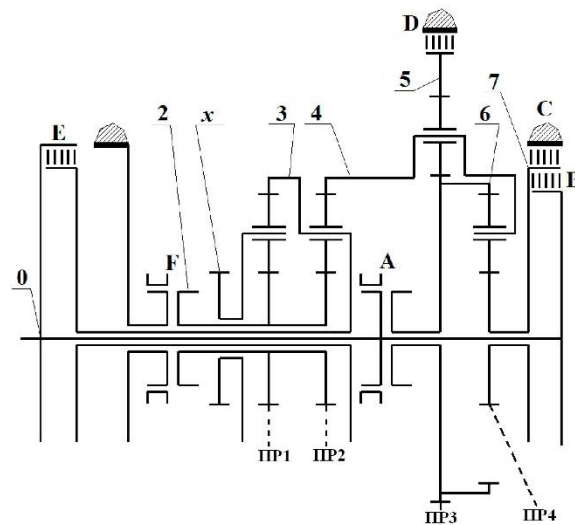


Рисунок 1.1 – Кінематична схема коробки передач ZF 9HP

Слід зазначити, що зубчасті муфти, що використовуються фірмою ZF в автоматичних коробках передач ZF 9HP, не мають синхронізаторів, що призводить до необхідності використання спеціальних методів керування коробкою передач, що дозволяють синхронізувати частоту обертання ланок, що з'єднуються зубчастими муфтами.

У дев'ятиступінчастій коробці передач ZF 9HP було використано дві зубчасті муфти (рис.1.1). Одна муфта (F) використовується як гальмо, дозволяючи замикати ланку 2 на картер коробки передач. Друга зубчаста муфта (A) використовується як блокувальна муфта, яка може жорстко з'єднувати ведучу ланку коробки передач 0 зі ланкою 6 (рис.1.1).

Крім двох зубчастих муфт у складі коробки передач ZF 9HP використовуються дві дисківі блокувальні муфти (B і E), два дисківі гальма (C і D) і чотири планетарні ряди. Структура планетарних рядів, їх конструктивні параметри, і навіть структура блокувальних муфт представлені в табл. 1.1.

При теоретичному аналізі та синтезі планетарних механізмів прийнято позначати будь-який планетарний ряд трьома символами [2]. При цьому на першому місці повинен стояти символ ланки, що входить до планетарного ряду як малого центрального колеса (МЦК). Далі слідує символ ланки, що є водилом.

I на третій позиції ставиться символ ланки, яка входить до планетарного ряду як велике центральне колесо (ВЦК).

Таблиця 1.1 – Структура планетарних рядів та блокувальних муфт ZF 9HP

Планетарний ряд	Внутрішнє передаточне співвідношення	Блокувальні муфти	Ланки, що з'єднуються
ПР1 (2x3)	-2,63	A	0 та 6
ПР2 (234)	-2,63	B	0 та 7
ПР3 (645)	-1,47	E	0 та 3
ПР 4 (746)	-2,03	–	–

В табл. 1.2 представлені передавальні відношення коробки передач та знаменника геометричної прогресії передавальних відношень.

Таблиця 1.2 – Передавальні відношення та знаменник геометричної прогресії передавальних відношень коробки ZF 9HP

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	9	3X
$i_{0,x}$	4,70	2,84	1,90	1,38	1,00	0,80	0,70	0,58	0,48	-3,80
q	–	1,655	1,495	1,377	1,380	1,250	1,143	1,207	1,208	–

На основі проведеного аналізу умов синхронізації зубчастих муфт, що використовуються в автоматичних коробках передач серії ZF9HP, можна констатувати два наступні факти:

- перемикання передач з використанням зубчастих муфт обов'язково має відбуватися з розривом потоку потужності;
- для синхронізації зубчастої блокувальної муфти A та гальма F під час знижувальних перемикань необхідно збільшувати частоту обертання двигуна на величину, що дорівнює знаменнику геометричної прогресії між двома суміжними передачами.

Слід зазначити, що одним із найважливіших експлуатаційних факторів автомобіля, обладнаного автоматичною коробкою передач, є якість перемикання передач.

Воно безпосередньо визначає такі його характеристики, як комфортабельність та конкурентоспроможність автомобіля.

Питанням, пов'язаним із дослідженням якості процесів перемикання, присвячено велику кількість робіт. Для оцінки якості цих процесів використовуються або рівень динамічних навантажень в елементах трансмісії, або плавність перемикань.

У роботах [4 – 7] плавність перемикань передач гідромеханічної передачі (ГМП) оцінювалася за величиною поздовжнього прискорення \dot{V} і першою похідною за часом від поздовжнього прискорення $d\dot{V}/dt$ кузова автомобіля, віднесеної до величині прискорення вільного падіння:

$$j = \frac{1}{g} \frac{d\dot{V}}{dt}. \quad (1.1)$$

Слід зазначити, що цю величину називається «джерк».

У роботах [2, 5] встановлено, що для забезпечення прийнятної плавності перемикання розмах амплітуди зміни джерку не повинен перевищувати значення $3,4g$.

1.2. Опис об'єкта дослідження

Все сказане вище підтверджує той факт, що назріла необхідність розробки методу синтезу кінематичних схем планетарних коробок передач, що мають чотири ступені свободи.

Як відомо, синтез кінематичних схем планетарних коробок передач з двома та трьома ступенями свободи ґрунтується на властивостях планів кутових швидкостей таких коробок передач [7].

План кутових швидкостей коробки передач з двома ступенями свободи є залежністю відносних кутових швидкостей ланок планетарної коробки передач від відносної кутової швидкості ведучої ланки. Причому за одиницю виміру кутових швидкостей всіх ланок приймається кутова швидкість саме ведучої ланки.

Графічно це певна площина, в якій розташований пучок прямих, що проходять через точку з координатами $[1, 1]$, яка називається масштабною точкою. Графічне уявлення дозволяє візуально вивчати за допомогою плану кутових швидкостей властивості планетарних коробок передач з двома ступенями свободи та здійснювати синтез їх кінематичних схем.

План кутових швидкостей триступеневої коробки передач є залежністю відносних кутових швидкостей ланок коробки передач від відносної кутової швидкості веденої ланки та відносної кутової швидкості однієї з ланок [7]. Графічно план кутових швидкостей є деяким тривимірним простором, в якому розташований пучок площин, що проходять так само через масштабну точку, але в тривимірному просторі і координатами $[1, 1, 1]$.

Природно, що проводити дослідження за допомогою просторового відображення залежностей відносних кутових швидкостей від кутової швидкості ланки та однієї з ланок коробки передач не зовсім зручно. Тому весь аналіз та синтез кінематичних схем здійснюється в площині картера коробки передач, на якій наявність ланок у складі планетарного механізму відображається відповідними прямими лініями, які є геометричним місцем точок, де кутова швидкість цієї ланки дорівнює нулю. Ці прямі називаються нульовими прямими. Ця обставина дозволила також візуально на площині картера вивчати властивості кінематичних схем планетарних коробок передач із трьома ступенями свободи та здійснювати синтез їх кінематичних схем.

Якщо ж коробка передач має чотири ступені свободи, то план кутових швидкостей є вже деяким чотиривимірним простором. І навіть перехід у тривимірний простір картера не дозволяє візуально проводити аналіз та синтез кінематичних схем таких планетарних коробок передач.

У зв'язку з цим було розроблено алгоритм та програмний комплекс, що дозволяють синтезувати кінематичні схеми планетарних коробок передач, що мають чотири ступені свободи [8].

Використання цього програмного комплексу дозволило синтезувати кінематичну схему дев'ятиступінчастої планетарної коробки передач, призначеної для використання на автомобілях, що розробляються.

Вихідні дані для синтезу кінематичної схеми планетарної коробки передач з чотирма ступенями свободи, що реалізує дев'ять передач переднього ходу та одну передачу заднього ходу, представлені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Передаточні відношення коробки передач, що задані технічним завданням

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	9	ЗХ
Передавальне відношення	5,85	2,96	2,00	1,50	1,20	1,00	0,85	0,74	0,66	-5,70

При синтезі кінематичних схем у програмний комплекс було введено умову використання планетарних рядів лише другого класу з одновінцевими сателітами, оскільки ці механізми є найпростішими і мають високий коефіцієнт корисної дії.

Практика синтезу кінематичних схем з чотирма ступенями свободи показує, що для реалізації планетарної коробки передач з дев'ятьма передачами переднього ходу та однією передачею заднього ходу необхідно, щоб до її складу входило чотири планетарні ряди, три блокувальні муфти та три ланки повинні бути обладнані гальмами.

Три блокувальні муфти дозволяють отримувати при їх одночасному включенні пряму передачу. При цьому втрати потужності в зубчастих зачепленнях дорівнюватимуть нулю, оскільки всі ланки коробки передач будуть обертатися з кутовою швидкістю, що дорівнює кутовій швидкості ведучої ланки.

В результаті розв'язку було отримано понад триста варіантів побудови кінематичної схеми дев'ятиступінчастої коробки передач, з яких лише десять повністю відповідали технічному завданню.

На рис.1.2 показана кінематична схема, побудована для одного з десяти згаданих вище варіантів і прийнята для проектування автоматичної коробки

передач. При проектуванні коробка передач, що побудована за представленою на рис.1.2 кінематичної схемою, одержала позначення R932.

Структура планетарних рядів, їх внутрішні передавальні відношення, ланки, обладнані гальмами, а також структура блокувальних муфт представлені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Структура планетарних рядів та елементів управління

№ з/п	Планетарні ряди	Внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду	Ланки, що з'єднуються блокувальними муфтами	№ ланки, обладнаної гальмом
1	536	-2,06	0-4 (M6) 0-7 (M9) 2-6 (M13)	2 (T2)
2	023	-3,04		4 (T4)
3	64x	-2,86		5 (T5)
4	7x4	-1,96		

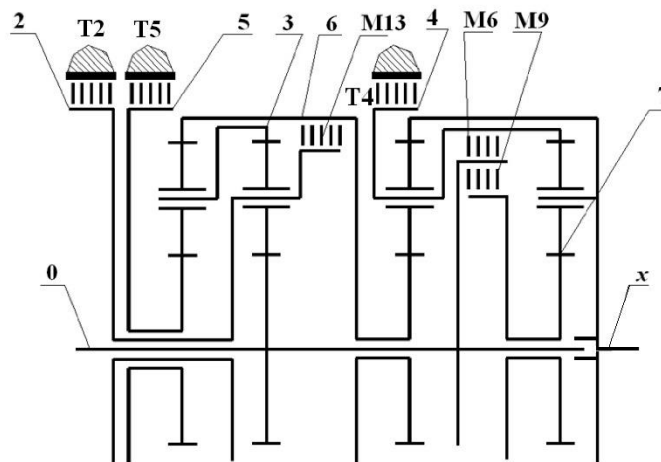


Рисунок 1.2 – Кінематична схема планетарної коробки передач

Як видно з аналізу, отримана в результаті синтезу кінематична схема планетарної коробки передач має передавальні відношення дуже близькі до заданих у технічному завданні значень, і, крім того, ця схема має високі значення ККД зубчастих зачеплень.

З метою зниження втрат потужності у фрикційних елементах управління автоматичної коробки передач R932 було прийнято рішення провести оцінку

можливості використання в її складі в якості елементів управління зубчастих муфт та розробити метод синхронізації таких муфт.

1.3. Постановка мети та завдань дослідження

Мета роботи – розробка методу синхронізації зубатих муфт, що використовуються як елементи управління в автоматичних планетарних коробках передач.

Для досягнення цієї мети в роботі вирішуються такі завдання:

- оцінка можливості та визначення способів синхронізації зубчастих муфт при їх використанні в якості елементів управління в автоматичних планетарних коробках передач;

- проведення експериментальних досліджень, що підтверджують правомірність та раціональність запропонованого методу синхронізації зубчастих муфт у складі автоматичної планетарної коробки передач;

- розробка та дослідження математичної моделі «двигун – трансмісія – зовнішнє середовище»;

- оцінка якості перемикання передач, у разі використання в автоматичній планетарній коробці в якості елементів керування несинхронізованих зубчастих муфт.

РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ В АВТОМАТИЧНІЙ ПЛАНЕТАРНІЙ КОРОБЦІ ПЕРЕДАЧ НЕСИНХРОНІЗОВАНИХ ЗУБЧАТИХ МУФТ В ЯКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ УПРАВЛІННЯ І МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ «ДВИГУН-ТРАНСМІСІЯ-ЗОВНІШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ»

Аналіз розвитку автоматичних коробок передач показує прагнення розробників усіма способами знизити втрати потужності під час її передачі від двигуна до ведучих коліс. Одним з основних факторів, що впливають на величину втрат у коробці, є кількість фрикційних елементів управління, що знаходяться у вимкненому стані. Чим менше таких елементів керування, тим вище ККД коробки. Тому провідні виробники автоматичних коробок передач, такі як ZF і AW, перейшли на кінематичні схеми, що мають чотири ступені свободи.

Була спроектована чотириступенева планетарна коробка передач, що отримала назву R932, яка забезпечує дев'ять передач переднього ходу і одну передачу заднього ходу (рис. 2.1). Максимальний момент, що розвивається двигуном автомобілів, на яких планується використання коробки, дорівнює 1000 Н·м, а максимальна частота обертання становить 7000 об/хв.

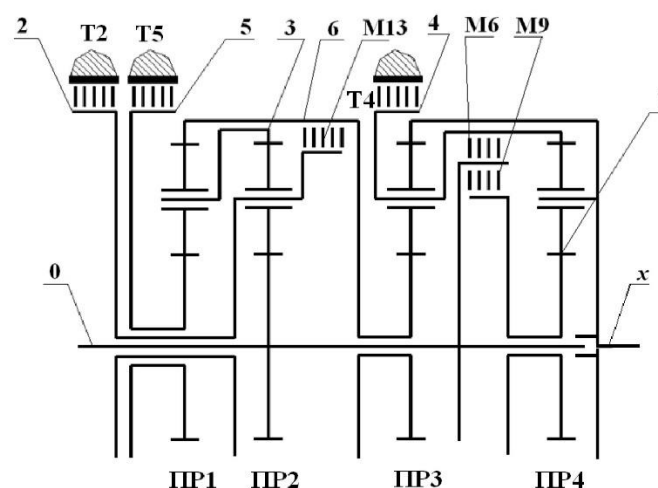


Рисунок 2.1 – Кінематична схема коробки передач R932

У табл. 2.1 представлена схема ввімкнення елементів керування коробки на кожній передачі.

Проведений розрахунок втрат потужності у вимкнених елементах управління коробки передач R932, показав, що величина потужності, що втрачається, залежить від номера включеної передачі і може досягати (на шостій передачі) 9 кВт.

Таблиця 2.1 – Схема включення елементів керування коробки передач R932

Передача	Елемент керування					
	Гальмо T2	Гальмо T4	Гальмо T5	Блокувальна муфта M6	Блокувальна муфта M9	Блокувальна муфта M13
1	X	X	X			
2	X	X			X	
3	X		X		X	
4	X				X	X
5			X		X	X
6				X	X	X
7			X	X		X
8	X			X		X
9	X		X	X		
3X		X	X			X

У зв'язку з цим доцільно провести аналіз можливості заміни дискових фрикційних елементів управління на несинхронізовані зубчасті муфти.

На першому етапі визначимо, як можна синхронізувати кутові швидкості ланок, що з'єднуються елементами управління коробки передач R932.

Для забезпечення комфортних перемикачів необхідно визначити метод вирівнювання кутових швидкостей ланок, що з'єднуються зубчастими муфтами. Розв'язання цього завдання не можливе без знання кутових швидкостей усіх ланок у залежності від номера включеної передачі.

Запишемо рівняння кінематичних зв'язків ланок планетарних рядів [7]:

$$\text{Планетарний ряд ПР1 (536)} - (1 - i_{56})\omega_3 = \omega_5 - i_{56}\omega_6; \quad (2.1)$$

$$\text{Планетарний ряд ПР2 (023)} - (1 - i_{03})\omega_2 = \omega_0 - i_{03}\omega_3; \quad (2.2)$$

$$\text{Планетарний ряд ПР3 (64x)} - (1 - i_{6x})\omega_4 = \omega_6 - i_{6x}\omega_x; \quad (2.3)$$

$$\text{Планетарний ряд ПР2 (7x4)} - (1 - i_{74})\omega_x = \omega_7 - i_{74}\omega_4, \quad (2.4)$$

де ω_i – кутові швидкості відповідних ланок кінематичної схеми; i_i – внутрішні передавальні відношення відповідних планетарних рядів, що визначені за умови зупинки водила планетарного ряду.

Для оцінки частот обертання як ланок, так і сателітів, і навіть моментів, сприйманих елементами управління, в теорії аналізу та синтезу планетарних механізмів використовуються їх відносні величини [7]. Причому за базову одиницю виміру відносних частот обертання ланок і сателітів приймається частота обертання ведучого валу коробки передач. А для моментів, що навантажують елементи керування, момент на ведучій ланці. Таким чином, відносна частота обертання ведучої ланки та відносний момент на цій ланці завжди дорівнюють 1.

Результати розрахунку, проведеного відповідно до методики, наведеної в [7], з використанням рівнянь (2.1) – (2.4) та схеми включення елементів управління (табл. 2.1) представлені в табл. 2.2 та на рис. 2.2.

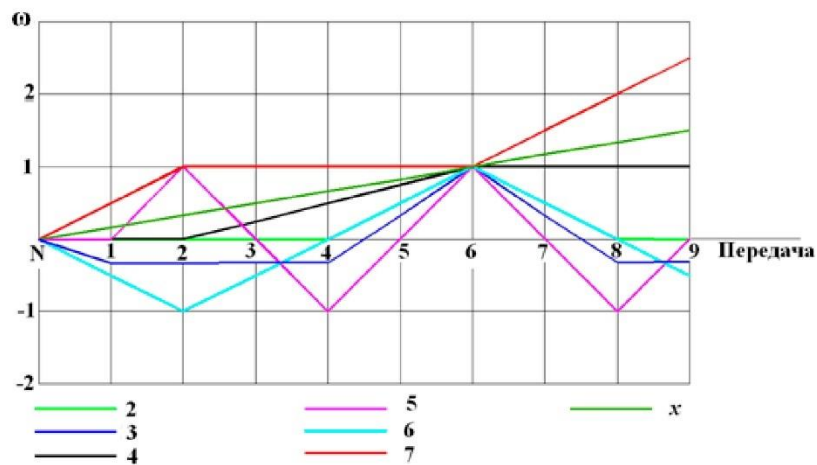


Рисунок 2.2 – Зміна відносної кутової швидкості ланок коробки передач R932 в залежності від номера включеної передачі

Таблиця 2.2 – Відносні кутові швидкості ланок коробки передач R932

Ланка	Передача									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	3X
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	1,00	0,50	0,00	0,00	0,50
3	-0,33	-0,33	-0,33	-0,33	0,33	1,00	0,33	-0,33	-0,33	-0,33
4	0,00	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00
5	0,00	1,00	0,00	-1,00	0,00	1,00	0,00	-1,00	0,00	0,00
6	-0,50	-1,00	-0,50	0,00	0,50	1,00	0,50	0,00	-0,50	0,50
7	0,50	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,50	2,00	2,50	-0,50
x	0,166	0,33	0,50	0,67	0,83	1,00	1,17	1,33	1,50	-0,17

2.1. Аналіз можливості заміни дискових фрикційних елементів управління коробки передач R932 на несинхронізовані зубчасті муфти

Як видно з кінематичної схеми (рис. 2.1), до складу коробки передач R932 входять шість дискових фрикційних елементів управління: три блокувальні муфти (M6, M9 і M13) і три гальма (T2, T4 і T5). Розглянемо можливості заміни кожного із цих шести дискових фрикційних елементів керування на несинхронізовані зубчасті муфти.

2.1.1. Гальмо T4

Гальмо ланки 4 (T4) задіяне на першій і другій передачах та передачі заднього ходу. При розгоні ввімкнення гальма T4 здійснюється за нерухомого автомобіля, що не повинно викликати будь-яких проблем його ввімкнення на першій передачі та передачі заднього ходу. Тому цікавить можливість синхронізації цього гальма під час понижуючого перемикавання з третьої передачі на другу (3-2).

При перемиканні з третьої передачі на другу вимикається гальмо п'ятої ланки (T5) і вмикається гальмо T4 (табл. 2.1). При русі на третій передачі кутова швидкість четвертої ланки дорівнює $0,25\omega_0$ (див. табл. 2.2). Для безударного

ввімкнення гальма Т4 необхідно вивести кутову швидкість ланки 4 у нульове значення.

Аналіз рівнянь (2.1) – (2.4) показав, що зменшення до нульового значення кутової швидкості четвертої ланки без розриву потоку потужності в коробці неможливе. Тому при перемиканні 3-2 необхідною умовою зменшення відносної кутової швидкості цієї ланки до нульового значення є установка у коробці передач нейтралі. Цей режим можна забезпечити шляхом вимкнення гальма Т5, яке, відповідно до схеми перемикання (табл. 2.1), має бути вимкнене.

Маючи на увазі, що гальмо Т5 знаходиться у вимкненому стані, визначимо можливість зміни кутової швидкості четвертої ланки до нульового значення.

Для цього використовуємо рівняння кінематичного зв'язку четвертого планетарного ряду 7х4 (2.4). Враховуючи, що при ввімкненій муфті М9 (табл. 2.1) кутова швидкість сьомої ланки ω_7 дорівнює кутовій швидкості ведучої ланки ω_0 , отримаємо:

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}} \omega_0 - \frac{1 - i_{74}}{i_{74}} \omega_x. \quad (2.5)$$

Оскільки процес перемикання передач дуже короткочасний, можна вважати швидкість автомобіля, отже, і частоту обертання веденого валу коробки передач x у процесі перемикання величинами постійними, тобто $\omega_x = const = 0,50$ (табл. 2.2). Таким чином, відповідно до рівняння (2.5) зниження кутової швидкості четвертої ланки до нульового значення можливе лише за рахунок зміни частоти обертання ведучої ланки, яка жорстко зв'язана з колінчастим валом двигуна.

На рис. 2.3 показано залежність кутової швидкості четвертої ланки ω_4 від кутової швидкості ведучої ланки 0. Як видно з графіка, для зниження кутової швидкості ланки 4 до нульового значення необхідно збільшити частоту обертання ведучої ланки в 1,47 рази в порівнянні з його частотою на третій передачі.

Це значення повністю відповідає величині знаменника геометричної прогресії між третьою та другою передачами, що забезпечує в момент включення гальма Т4 повну синхронізацію частот обертання ведучої та веденої ланок.

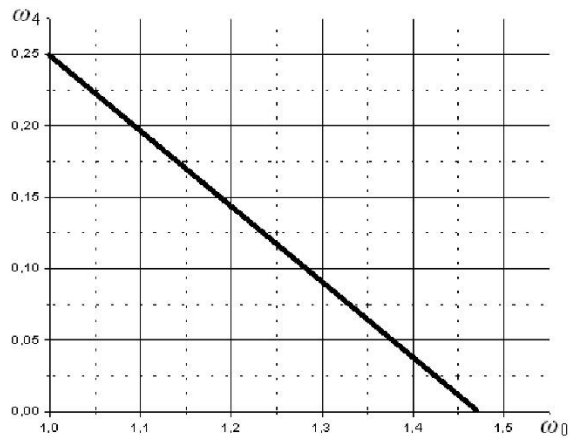


Рисунок 2.3 – Графічний розв'язок рівняння (2.5)

2.1.2. Блокувальна муфта М6

Розглянемо можливість використання зубчастої муфти як блокувальної муфти М6, яка дозволяє жорстко з'єднати ведучу ланку 0 з ланкою 4 з шостої по дев'яту передачу.

Як бачимо, в цьому випадку синхронізацію муфти необхідно здійснювати для перемикання з п'ятої передачі на шосту (5-6). І тому розглянемо зміну кутових швидкостей ланок, що з'єднуються цією муфтою, тобто ведучої ланки 0 та ланки 4.

На п'ятій передачі включено гальмо ланки 5 (Т5) та блокувальні муфти М9 та М13 (табл. 2.1).

Для здійснення перемикання 5-6 необхідно, відповідно до табл. 2.1, вимкнути гальмо Т5 та включити муфту М6. Безударне ввімкнення цієї муфти можливе тільки при синхронізації частот обертання ведучої ланки 0 і ланки 4.

Так само, як і у випадку з гальмом Т4, зміна відносної швидкості четвертої ланки без розриву потоку потужності в коробці передач неможлива. Тому при перемиканні з п'ятої передачі на шосту необхідною умовою зміни відносної кутової швидкості цієї ланки є встановлення в коробці передач нейтралі. Цей

режим можна забезпечити шляхом вимикання гальма Т5, яке і так, відповідно до схеми перемикавання (табл. 2.1), має бути вимкнено.

Слід зазначити, що на п'ятій передачі кутова швидкість ланки 4 дорівнює $0,75\omega_0$ (табл. 2.2). Звідси випливає, що для синхронізації блокувальної муфти М6 необхідно вирівняти кутові швидкості ланок, що з'єднуються цією муфтою.

Розглянемо, яким способом це можна здійснити.

Закон зміни кутової швидкості четвертої ланки можна визначити за допомогою рівняння кінематичного зв'язку четвертого планетарного ряду 7х4 (2.4):

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}} \omega_7 - \frac{1-i_{74}}{i_{74}} \omega_x. \quad (2.5)$$

Виходячи з того, що блокувальна муфта М9, що з'єднує ведучу ланку 0 з ланкою 7, включена і на п'ятій і на шостій передачах (тобто $\omega_0 = \omega_7$), отримаємо

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}} \omega_0 - \frac{1-i_{74}}{i_{74}} \omega_x. \quad (2.6)$$

Оскільки процес перемикавання передач дуже короткочасний, то, як і раніше, вважатимемо швидкість автомобіля, отже, і частоту обертання веденого валу коробки в процесі перемикавання величинами постійними, тобто $\omega_x = const = 0,83$ (табл. 2.2).

Для наочності розв'яжемо рівняння (2.6) графічно (рис. 2.4). Точка перетину a прямих ω_4 і ω_0 визначає значення кутової швидкості ведучої ланки, при якій вона синхронізується з кутовою швидкістю четвертої ланки.

Точний розв'язок рівняння (2.6) показує, що з повної синхронізації частота обертання ведучої ланки має зменшитися в 1,20 разу проти її кутової швидкості на п'ятій передачі. Іншими словами, для синхронізації зубчастої муфти М6 при перемиканні з п'ятої передачі на шосту необхідно зменшити частоту обертання двигуна в 1,20 рази. Слід зазначити, що ця величина повністю збігається зі значенням знаменника геометричної прогресії передавальних відношень між п'ятою та шостою передачами.

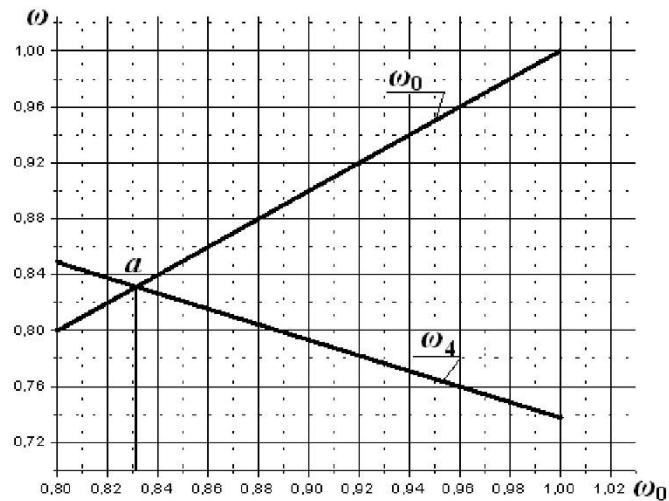


Рисунок 2.4 – Графічний розв'язок рівняння (2.6)

Таким чином, крім синхронізації частоти обертання ланок, що з'єднуються зубчастою муфтою М6, відбувається і синхронізація кутових швидкостей ведучої та веденої ланок, що має забезпечити комфортне перемикання з п'ятої на шосту передачу.

2.1.3. Блокувальна муфта М9

Розглянемо тепер варіант використання зубчастої муфти як блокувальної муфти М9, яка встановлена між ведучою ланкою 0 і ланкою 7. Ця блокувальна муфта відповідно до таблиці включення елементів керування на передачах, використовується з другої по шосту передачі.

У цьому випадку синхронізацію муфти необхідно здійснювати у двох варіантах: перемикання з першої передачі на другу (1-2); перемикання з сьомою передачі на шосту (7-6).

Розглянемо випадок синхронізації муфти М9 під час підвищення перемикання з першої передачі на другу, і визначимо, яким чином можливе вирівнювання кутових швидкостей ланок, що з'єднуються цією муфтою, тобто ведучої ланки 0 та ланки 7.

На першій передачі включені гальма ланок 2 (Т2), 4 (Т4) та 5 (Т5) (табл. 2.1), що означає, що кутові швидкості цих трьох ланок дорівнюють нулю.

Для здійснення перемикання 1-2 необхідно (див. табл. 2.1) вимкнути гальмо Т5 та ввімкнути муфту М9. Безударне ввімкнення цієї муфти можливе тільки при синхронізації частот обертання ведучої ланки 0 і ланки 7.

Так само, як і в двох попередніх випадках, зміна відносної швидкості сьомої ланки без розриву потоку потужності в коробці неможлива. Тому при перемиканні з першої передачі на другу необхідною умовою зміни відносної кутової швидкості цієї ланки є встановлення в коробці передач нейтралі. Цей режим можна забезпечити шляхом вимкнення гальма Т5, яке і так, відповідно до схеми перемикання (табл. 2.1), повинно бути вимкнено.

Раніше зазначалося, що процес перемикання передач дуже короткочасний, і вважатиметься, що швидкість автомобіля, отже, і частота обертання веденого валу коробки передач, у процесі перемикання, є величинами постійними, тобто $\omega_x = const = 0,166\omega_0$ (табл. 2.2).

З рівняння кінематичного зв'язку четвертого планетарного ряду (2.4) за умови ввімкненого стану гальма ланки 4 випливає, що відносна кутова швидкість сьомої ланки в процесі перемикання з першої передачі на другу повинна залишатися постійною

$$\omega_7 = (1 - i_{74})\omega_x = 0,491\omega_0. \quad (2.7)$$

Таким чином, єдиним варіантом синхронізації зубчастої муфти М9 при перемиканні з першої передачі на другу є зниження частоти обертання ведучого валу до значення частоти обертання ланки 7, тобто, кутова швидкість двигуна повинна бути знижена практично в 1,98 рази.

Можна констатувати, що знаменник геометричної прогресії, обчислений для першої і другої передач також дорівнює 1,98.

При знижувальному перемиканні 7-6 блокувальні муфти М6 та М13 залишаються у ввімкненому стані (табл. 2.1). При цьому вимикається гальмо ланки 5 і повинна увімкнутися блокувальна муфта М9. Для синхронізації цієї муфти необхідно вирівняти кутові швидкості ведучої ланки 0 та ланки 7.

З умови ввімкненого стану блокувальної муфти М6 випливає, що $\omega_0 = \omega_4$, і рівняння (2.4) можна перетворити на вигляд

$$\omega_7 = (1 - i_{74})\omega_x + i_{74}\omega_0. \quad (2.8)$$

Як і раніше, кутову швидкість веденої ланки ω_x вважатимемо постійною і рівною кутовій швидкості цієї ланки на сьомій передачі, тобто рівною $1,17\omega_0$.

На рис. 2.5 представлено графічний розв'язок рівняння (2.8). Точний розв'язок цього рівняння показує, що вирівнювання кутових швидкостей ведучої ланки та ланки 7 відбувається при збільшенні частоти обертання двигуна у 1,17 рази порівняно з її значенням на сьомій передачі. У цьому випадку слід зазначити рівність отриманого коефіцієнта знаменника геометричної прогресії, обчисленого для шостої та сьомої передач.

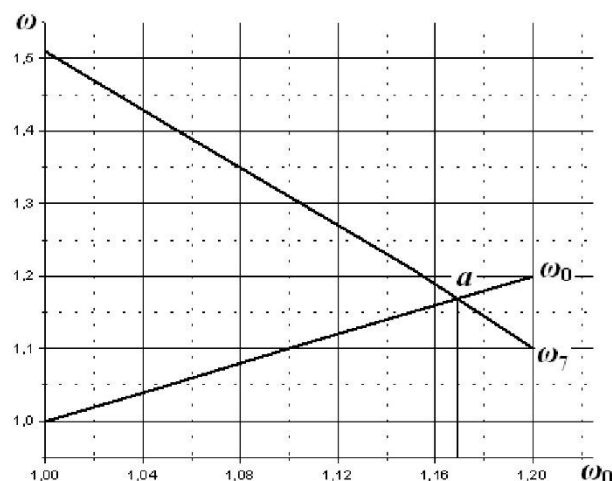


Рисунок 2.5 – Графічний розв'язок рівняння (2.7)

2.1.4. Блокувальна муфта М13

Блокувальна муфта М13 використовується в коробці передач з четвертої по восьму передачі (табл. 2.1), і призначена для жорсткого з'єднання ланок 2 і 6. Використання муфти М13 з четвертої по восьму передачі призводить до необхідності дослідження можливості її синхронізації як при підвищеному ввімкненні, так і при знижувальному.

У разі підвищеного перемикання з третьої передачі на четверту (3-4) гальмо Т2 і блокувальна муфта М9 залишаються у ввімкненому стані. Відбувається вимкнення гальма Т5 та ввімкнення блокувальної муфти М13.

Оскільки гальмо ланки 2 постійно ввімкнене на двох передачах, що розглядаються, то, кутова швидкість цієї ланки $\omega_2 = 0$. Таким чином, для синхронізації муфти М13 необхідно зменшити кутову швидкість шостої ланки до нульового значення.

Знайдемо залежність кутової швидкості шостої ланки від кутових швидкостей ведучої 0 і веденої x ланок.

За умови ввімкненого стану блокувальної муфти М9 (тобто $\omega_0 = \omega_7$) перетворимо рівняння (2.4) на вигляд:

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}} \omega_0 - \frac{1 - i_{74}}{i_{74}} \omega_x. \quad (2.9)$$

Підставимо отриману залежність у рівняння (2.3) і після нескладних перетворень отримаємо:

$$\omega_6 = \frac{1 - i_{6x}}{i_{74}} \omega_0 - \frac{(1 - i_{6x})(1 - i_{74})}{i_{74}} \omega_x + i_{6x} \omega_x. \quad (2.10)$$

Графічний розв'язок рівняння (2.10), що отриманий за умови постійного у процесі перемикання значення кутової швидкості веденої ланки ($\omega_x = 0,5\omega_0$), показаний на рис.2.6. Точка перетину прямої ω_6 з віссю абсцис i є шуканим розв'язком. Точна координата точки a : $\omega_0^{(a)} = 0,75$, тобто, для синхронізації блокувальної муфти М13 при перемиканні 3-4 необхідно знизити частоту обертання двигуна в 1,33 рази, що збігається зі значенням знаменника геометричної прогресії, визначеного між цими двома передачами.

У разі понижуючого перемикання з дев'ятої передачі на восьму (9-8) відбувається приблизно те саме. На обох передачах ввімкнено гальмо ланки 2 (табл. 2.1), і для синхронізації муфти М13 необхідно зменшити кутову швидкість шостої ланки до нульового значення. При цьому слід зазначити, що i на дев'ятій,

і на восьмій передачі залишається увімкненою блокувальна муфта М6, тобто $\omega_0 = \omega_4$.

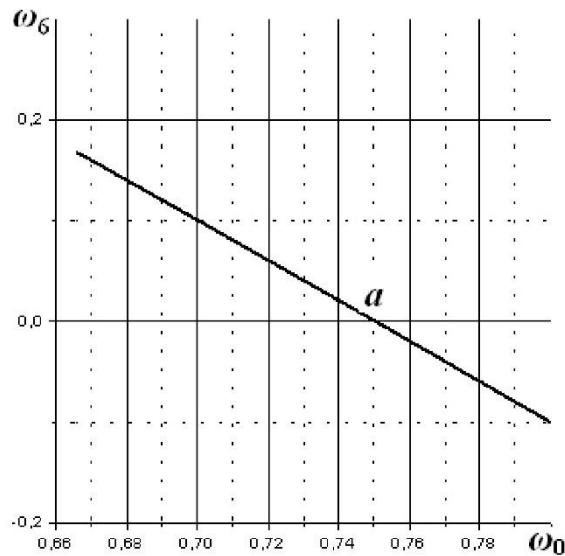


Рисунок 2.6 – Графічний розв'язок рівняння (2.10)

За обумовленої вище умови щодо блокувальної муфти М6 знайти залежність, що визначає кутову швидкість шостої ланки у функції частот обертання ведучої 0 і веденої ланок, не становить особливої складності.

Для цього використовуємо рівняння кінематичного зв'язку ланок третього планетарного ряду (2.3):

$$\omega_6 = (1 - i_{x_6})\omega_0 + i_{x_6}\omega_x. \quad (2.11)$$

Як і раніше вважатимемо, що під час перемикання кутова швидкість веденої ланки постійна і, в даному випадку, дорівнює $1,5\omega_0$.

Приймаючи в отриманій залежності (2.11) $\omega_6 = 0$ і розв'язуючи її відносно кутової швидкості ведучої ланки, отримаємо, що $\omega_0 = 1,14$. Тобто, для синхронізації блокувальної муфти М13 при перемиканні 9-8 необхідно підняти оберти двигуна в 1,14 рази.

Зазначимо, що ця величина відповідає знаменнику геометричної прогресії, обчисленого для восьмої та дев'ятої передач.

2.1.5. Гальмо Т2

Гальмо Т2 задіяне з першої по четверту передачу і на восьмій та дев'ятій передачах. Тому необхідно розглянути два режими увімкнення гальма Т2: знижувальне перемикання з п'ятої передачі на четверту (5-4); перемикання з сьомої передачі на восьму (7-8).

Розглянемо знижувальне перемикання 5-4. На п'ятій передачі використовуються гальмо ланки 5 та дві блокувальні муфти М9 та М13 (табл. 2.1). При перемиканні гальмо Т5 вимикається і повинне ввімкнутися гальмо Т2. Для синхронізації гальма Т2 необхідно зменшити кутову швидкість другої ланки до нульового значення.

Оскільки і на п'ятій передачі, і на четвертій передачі ввімкнена блокувальна муфта М13, то в процесі перемикання $\omega_2 = \omega_6$.

Тому знайдемо залежність кутової швидкості шостої ланки залежно від кутових швидкостей ведучої 0 і веденої ланок.

За умови ввімкненого стану блокувальної муфти М9 (тобто $\omega_0 = \omega_7$) перетворимо рівняння (2.4) на вигляд:

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}} \omega_0 - \frac{1 - i_{74}}{i_{74}} \omega_x. \quad (2.12)$$

Підставимо отриману залежність у рівняння (2.4) і після нескладних перетворень отримаємо:

$$\omega_6 = \omega_2 = \frac{1 - i_{6x}}{i_{74}} \omega_0 - \frac{(1 - i_{6x})(1 - i_{74})}{i_{74}} \omega_x + i_{6x} \omega_x. \quad (2.13)$$

Графічний розв'язок рівняння (2.13), що отриманий за умови сталості у процесі перемикання кутової швидкості веденої ланки ($\omega_x = 0,83\omega_0$), показаний на рис. 2.7. Точка перетину прямої ω_6 з віссю абсцис і є потрібним розв'язком. Точна координата точки: $\omega_0^{(a)} = 1,25$. Таким чином, для синхронізації гальма Т2 при перемиканні з п'ятої передачі на четверту необхідно підвищити частоту обертання двигуна в 1,25 рази, що збігається зі значенням знаменника

геометричної прогресії передавальних відношень, визначеним для четвертої і п'ятої передач.

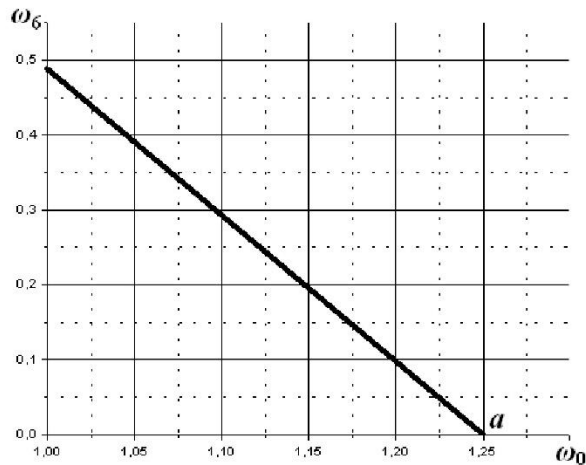


Рисунок 2.7 – Графічний розв'язок рівняння (2.10)

У разі підвищеного перемикання 7-8 постійно ввімкненими залишаються блокувальні муфти М6 і М13, і має відбутися вимикання гальма Т5 і ввімкнення гальма Т2.

Так само, як і в попередньому випадку, за рахунок ввімкненого стану блокувальної муфти М13 можна сказати, що $\omega_2 = \omega_6$.

За умови ввімкненого стану блокувальної муфти М6 (тобто $\omega_4 = \omega_0$) знайти залежність, що визначає кутову швидкість шостої ланки у функції частот обертання ведучої 0 і веденої ланок не становить особливої складності.

Для цього використовуємо рівняння кінематичного зв'язку ланок третього планетарного ряду (2.3):

$$\omega_6 = (1 - i_{6x})\omega_0 + i_{6x}\omega_x. \quad (2.14)$$

Як і раніше, вважатимемо, що під час перемикання кутова швидкість веденої ланки постійна і, в даному випадку, дорівнює $1,17\omega_0$. Приймаючи в отриманій залежності $\omega_6 = 0$, розв'яжемо це рівняння відносно кутової швидкості ведучої ланки і отримаємо – $\omega_0 = 0,877$

Таким чином, для синхронізації гальма Т2 при перемиканні з сьомої передачі на восьму необхідно знизити частоту обертання двигуна в 1,15 рази, що

відповідає значенню знаменника геометричної прогресії між сьомою та восьмою передачами.

Крім зазначеної вимоги забезпечення при перемиканні передач за рахунок зубчастих муфт розриву потоку потужності, необхідного для синхронізації кутових швидкостей ланок, що з'єднуються зубчастою муфтою, слід забезпечувати розрив потоку потужності і для випадків вимикання зубчастих муфт. Така вимога диктується необхідністю забезпечення вимкнення зубчастої муфти не під навантаженням. Ця обставина призводить до необхідності наявності у складі планетарної коробки передач одного або кількох дискових елементів керування, за допомогою яких можна буде легко організувати необхідний розрив потужності у разі вимкнення зубчастої муфти.

Аналіз схеми використання елементів управління і навантаженості ланок і елементів управління коробки передач R932 (табл. 2.1) показує, що в якості гальма T2, T4 і блокувальної муфти M6 доцільно використовувати зубчасті муфти, а гальмо T5 і блокувальні муфти M9 і M1 повинні бути дисковими. На користь такого рішення можна навести такі докази:

- гальма T2 і T4 повинні сприймати на перших двох передачах значні моменти, тому доцільно використовувати для їх організації зубчасті муфти, які на відміну від дискових муфт більш компактні і здатні передавати значно більші моменти при менших габаритних показників;

- гальмо T5 використовується на всіх непарних передачах переднього ходу та передачі заднього ходу, тобто при керуванні коробкою передач його необхідно постійно вмикати та вимикати, тому бажано, щоб воно було дисковим; крім того, на користь дискової конструкції гальма T5 говорить той факт, що його можна використовувати для організації розриву потужності при знижувальних перемиканнях гальм T2, T4 та ввімкненні блокувальної муфти M6 (див. табл. 2.1);

- гальмо T5 дозволяє забезпечити розрив потужності тільки при ввімкненні елементів керування T2, T4 і M6, при цьому для забезпечення вимкнення цих

елементів керування без навантаження гальмо Т5 не може бути використане, оскільки на необхідних режимах знаходиться у вимкненому стані (табл. 2.1);

– для забезпечення вимикання елементів керування Т2, Т4 та М6 не під навантаженням необхідно, щоб блокувальні муфти М9 та М13 були дисковими; тоді вимикання однієї з них на другій, четвертій, шостій та восьмій передачах дозволить вимикати зубчасті муфти гальм Т2, Т4 та зубчасту муфту М6 не під навантаженням.

2.2. Математична модель системи «двигун – трансмісія – зовнішнє середовище»

Проведений вище аналіз роботи елементів управління планетарної коробки передач R932 показав, що в якості деяких елементів управління можливе використання зубчастих муфт. Так, наприклад, доцільно використання зубчастих муфт в якості гальм Т2 і Т4 і блокувальної муфти М6, а гальмо Т5 і блокувальні муфти М9 і М13 повинні бути дисковими.

Як зазначалося вище, одним з найважливіших показників роботи автоматичної коробки є якість перемикачів. Тому проведемо оцінку динамічних процесів, які наявні у системі «двигун – трансмісія – зовнішнє середовище» під час перемикачів передач за допомогою зубчастих муфт. Причому під терміном динамічні процеси будемо розуміти наступне: час синхронізації зубчастих муфт, що використовуються в автоматичних планетарних коробках передач в якості елементів управління; зміна у часі та максимальна величина поздовжнього прискорення транспортного засобу; зміна у часі та максимальна величина похідної поздовжнього прискорення транспортного засобу (джерка). Для вирішення цього завдання необхідно розробити математичну систему «двигун – трансмісія – зовнішнє середовище».

2.2.1. Математична модель прямолінійного руху автомобіля

Загалом математична модель прямолінійного руху будь-якого транспортного засобу може бути представлена в наступному вигляді [9]:

$$m\dot{V} = P - fmg - F_B, \quad (2.15)$$

де m – маса машини; V – поздовжня швидкість руху машини; P – сумарна сила тяги; g – прискорення вільного падіння тіла; f – коефіцієнт опору коченню коліс; $F_B = kFV^2$ – сила опору повітряного потоку (k – коефіцієнт обтічності; F – площа Міделя або лобова площа автомобіля).

Розглянемо рух автомобіля по рівній, горизонтальній і абсолютно жорсткій поверхні, до якої можна віднести бетонне та асфальтове покриття дороги. Процес взаємодії коліс з недеформованою поверхнею близький до сухого тертя тіл, що прослизують одне відносно іншого.

Питання взаємодії контактуючих тіл за різних видів тертя (сухе, граничне, при ударі та ін.) докладно розглянуті у роботі Крагельського І.В., Здобичина М.М. та Комбалова В.С. [3].

При коченні будь-якого колеса завжди є ковзні точки відносно опорної поверхні. У зв'язку з цим є дві думки щодо початку буксування колеса: при коченні будь-якого деформованого колеса є часткове буксування; початок буксування колеса відбувається в момент перевищення сили тяги на колесі P_K максимально можливою за умовою зчеплення колеса з опорною поверхнею P_φ .

Однак багато дослідників при аналізі взаємодії шини з опорною поверхнею не виділяють окремо пружне ковзання і вважають, що буксування присутнє від початку руху. Залежність коефіцієнта тертя від коефіцієнта буксування для цього випадку представлена на рис. 2.8.

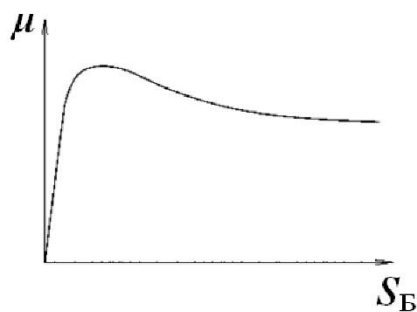


Рисунок 2.8 – Залежність коефіцієнта тертя μ від коефіцієнта буксування

S_B

Використовуємо другий варіант вирішення цієї задачі, що обумовлено більш простим математичним описом взаємодії колеса з опорною поверхнею. Для аналітичного визначення залежності коефіцієнта зчеплення колеса з асфальтобетонним покриттям можна використовувати наступний вираз [3]:

$$\mu = 0,6 \left(1 - e^{-\frac{S_B}{0,0458}} \right) \left(1 - e^{-\frac{S_B}{0,0864}} \right). \quad (2.16)$$

Зв'язок колеса з автомобілем у поздовжній площині передбачається твердим, тобто сила тяги у плямі контакту без втрат передається на кузов автомобіля та навпаки. Сила тяги у загальному випадку, як відомо з теорії руху колісних машин, визначається вертикальним навантаженням на вісь колеса R_z та коефіцієнтом тертя μ , який у свою чергу визначається ступенем буксування колеса S_B .

Коефіцієнт буксування S_B визначається різницею між теоретичною та фактичною швидкістю автомобіля [9]:

$$S_B = \frac{\omega_k r_k - V}{\omega_k r_k}, \quad (2.17)$$

де ω_k – кутова швидкість ведучого колеса, що формується динамікою системи «двигун-трансмсія»; r_k – радіус кочення ведучого колеса. Розподіл вертикальних реакцій визначається умовою рівноваги всіх сил, що діють на автомобіль, відносно лінії, що проходить через точки контакту коліс з опорною поверхнею. Це дозволяє врахувати вплив на буксування колеса та зчеплення його з дорогою як параметрів конструкції – бази автомобіля, координат центру тяжіння, центру парусності, радіусу колеса, маси автомобіля та його аеродинамічних характеристик, так і параметрів руху – швидкості та прискорення автомобіля.

Для випадку руху автомобіля по рівній горизонтальній поверхні сумарне вертикальне навантаження, що припадає на передню вісь [9]:

$$R_{zn} = \frac{m_n g(L - l) - m_n \dot{V}h - F_B h_B}{L}, \quad (2.18)$$

а вертикальне навантаження, що припадає на задню вісь [9]:

$$R_{z3} = \frac{m_n g l - m_n \dot{V} h + F_B h_B}{L}, \quad (2.19)$$

де m_n – маса підресореного корпусу автомобіля; L – база автомобіля; l – горизонтальна координата передньої осі автомобіля відносно центру мас; h – висота центру мас автомобіля; h_B – висота центру парусності автомобіля.

У цьому випадку сумарна сила P , що діє на колеса:

$$P = \mu R_{zn} + \mu R_{z3}. \quad (2.20)$$

2.2.2. Математична модель двигуна внутрішнього згорання

Завдання моделювання потужнісних та економічних показників, а також характеристик ДВЗ при роботі в неусталених режимах, на жаль, до теперішнього часу залишається не вирішеним. Опубліковані результати досліджень мають суперечливий характер [5 – 7].

Режиму роботи, що не встановився, в тому числі і режиму розгону автомобіля, властиво зменшення потужнісних показників ДВЗ і збільшення витрати палива в порівнянні зі встановленими режимами, що є наслідком погіршення процесів сумішоутворення, наповнення циліндрів паливом, згорання та наявності інерційних втрат. Причому останнє є превалюючим, що підтверджується в [5].

Є також ряд робіт [4, 7], в яких показано, що ефективні показники автомобільних дизельних ДВЗ без наддуву практично не залежать від прискорення колінчастого валу.

З теорії робочих процесів двигунів внутрішнього згорання, для складання диференціального рівняння, що описує ДВЗ, необхідно мати диференціальні рівняння кожного елемента, що входить до його структури. Такими елементами є власне сам двигун, компресор та регулятор у разі турбодизеля, впускний та випускний трубопроводи.

Для реалізації такої математичної моделі ДВЗ необхідно знати значення та характер зміни великої кількості параметрів, що входять до диференціальних рівнянь елементів двигуна. Практична неможливість отримання такої інформації, унеможливорює і вирішення поставленого завдання.

У цьому зв'язку доцільніше використовувати рівняння встановленого режиму роботи двигуна з введенням у нього деяких поправок, спрямованих на наближення характеру перехідних процесів двигуна до реальних. Такими поправками є: множення статичного моменту двигуна на аперіодичну ланку з певним значенням постійного часу та релейне закриття дросельної заслінки при досягненні максимально допустимих обертів колінчастого валу.

Таким чином, рівняння, що описує роботу ДВЗ, можна записати наступним чином:

$$J_{\text{дв}} \dot{\omega}_{\text{дв}} = M_e - M_n, \quad (2.21)$$

де $J_{\text{дв}}$ – момент інерції двигуна та пов'язаних з ним деталей трансмісії; $\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна; M_n – момент навантаження; M_e – крутний момент, що розвивається двигуном.

Значення моменту навантаження M_n формується насамперед зовнішніми опорами та режимом руху транспортної машини.

В даний час аналітичної залежності, що визначає крутний момент у функції кутової швидкості та положення дросельної заслінки, не існує, тому при дослідженні режимів спільної роботи двигуна з агрегатами, що входять до складу трансмісій, можна використовувати графічні залежності, отримані експериментальним шляхом.

Це дозволяє представити момент, що розвивається двигуном, як функцію двох змінних $M_e = M_e(\omega_{\text{дв}}, \alpha_{\text{засл}})$, де $\alpha_{\text{засл}}$ – кут відкриття дросельної заслінки.

2.2.3. Математична модель планетарної коробки передач R932

При аналізі роботи коробки можна виділити два основних режими: редукторний, при якому відбувається трансформація крутного моменту і кутової

швидкості з постійним передавальним числом, і режим перемикання передач, коли в коробці відбувається зміна передавального відношення. При цьому, крім зміни передавального відношення в планетарних коробках передач, відбуваються ще й структурні зміни конфігурації її ланок, що відбивається на інерційних властивостях цих ланок.

У трансмісіях з автоматичним перемиканням передач широко використовуються планетарні коробки. Більш складні кінематичні зв'язки між ведучим та веденим валами, а також їх структурні зміни при перемиканнях передач вносять істотні відмінності у формування перехідних процесів. З іншого боку, на характері перехідних реакцій відбивається і число ступенів свободи коробки передач. Тому кінематичній схемі планетарної коробки передач (ПКП) відповідає характерна лише для неї система диференціальних рівнянь.

Найбільш поширений спосіб розв'язання задач динаміки ПКП пов'язаний зі складанням диференціальних рівнянь рівноважного стану всіх її ланок, розв'язком яких визначають часові функції параметрів стану [4].

Як правило, до них відносяться кутова швидкість і крутний момент на вхідному валу, швидкості ковзання фрикційних дисків в елементах управління, що вмикаються, та ін.

При такому підході кількість диференціальних рівнянь, що описують динаміку планетарної коробки передач, відповідає числу ланок, що входять до неї, і, отже, повністю визначається структурою кінематичної схеми.

Складемо систему рівнянь, що описують динаміку роботи планетарної коробки передач R932 (рис. 2.1), що містить 4 планетарні механізми і 8 ланок. При цьому індексом 0 позначимо ведучу ланку, а індексом x – ведену.

Розглянемо рівноважний стан кожної ланки планетарної коробки передач, умовно вважаючи, що вони входять до всіх планетарних механізмів [4]:

$$\begin{aligned}
J_0 \dot{\omega}_0 + M_{01} + M_{02} + M_{03} + M_{04} + M_{B0} &= 0; \\
J_2 \dot{\omega}_2 + M_{21} + M_{22} + M_{23} + M_{24} + M_{B2} &= 0; \\
J_3 \dot{\omega}_3 + M_{31} + M_{32} + M_{33} + M_{34} + M_{B3} &= 0; \\
J_4 \dot{\omega}_4 + M_{41} + M_{42} + M_{43} + M_{44} + M_{B4} &= 0; \\
J_5 \dot{\omega}_5 + M_{51} + M_{52} + M_{53} + M_{54} + M_{B5} &= 0; \\
J_6 \dot{\omega}_6 + M_{61} + M_{62} + M_{63} + M_{64} + M_{B6} &= 0; \\
J_7 \dot{\omega}_7 + M_{71} + M_{72} + M_{73} + M_{74} + M_{B7} &= 0; \\
J_x \dot{\omega}_x + M_{x1} + M_{x2} + M_{x3} + M_{x4} + M_{Bx} &= 0,
\end{aligned} \tag{2.22}$$

де J_0, J_2, \dots, J_x – моменти інерції ланок; $\omega_0, \omega_2, \dots, \omega_x$ – кутові швидкості ланок; $M_{01}, \dots, M_{ij}, \dots, M_{x4}$ – моменти, що діють на i -ту ланку з боку j -го планетарного механізму; $M_{B0}, \dots, M_{Bi}, \dots, M_{Bx}$ – зовнішні моменти, що діють на i -ту ланку ПКП.

Зовнішній момент ланок має цілком конкретне значення. Для ланок, обладнаних елементами керування, під M_{Bi} слід розуміти величину моменту, що визначається конструктивними та експлуатаційними характеристиками елементів керування.

Для дискових гальм та блокувальних муфт зовнішній момент [4]:

$$M_\phi = \mu_\delta p_\delta F_\delta R_{cp} z - P_{np} + \frac{3,14 \omega_\delta \rho [R_{\delta b}^4 - R_{\delta \delta}^4 - 2R_0^2 (R_{\delta b}^2 - R_{\delta \delta}^2)]}{4}, \tag{2.23}$$

де μ_δ – коефіцієнт тертя контактуючих поверхонь дисків; p_δ – тиск у бустері управління; F_δ – площа бустеру; $R_{cp} = (R_{\delta d} + R_{\delta \delta}) / 2$ – середній радіус тертя ($R_{\delta d}$ і $R_{\delta \delta}$ – зовнішній та внутрішній радіуси дисків тертя; z – число пар поверхонь тертя; P_{np} – зусилля віджимних пружин; ρ – густина мастила; $R_{\delta b}$ і $R_{\delta \delta}$ – зовнішній та внутрішній радіуси бустера відповідно; ω_δ – частота обертання бустера; R_0 – радіус валу, що обертається, через який підводиться мастило в бустер елемента управління.

Значення коефіцієнта тертя μ_δ залежить від матеріалів поверхонь, що труться, швидкості їх ковзання, тиску стиснення та умов контакту. Так, для пари сталь-металокераміка, що працює в мастилі, коефіцієнт тертя розраховують за наступною залежністю [4]:

$$\mu = \frac{0,0013(p_{\partial} + 160)(27 - \sqrt{V_{ск}})}{p_{\partial} + 40}, \quad (2.24)$$

де p_{∂} – тиск стиснення пакету фрикційних елементів; $V_{ск}$ – швидкість ковзання дисків, що труться.

Таким чином, значення керуючих моментів M_{Bi} для відповідних ланок у кожний момент часу вважатимемо певними. Якщо ланка не виявляє ніякого керуючого впливу, то $M_{Bi} = 0$.

При включенні блокувальної муфти вважатимемо, що до ланок, що з'єднуються цією муфтою, прикладені рівні за величиною, але протилежно спрямовані моменти.

Число невідомих величин, що входять до системи рівнянь (2.22) можна зменшити, якщо скористатися такими співвідношеннями крутних моментів на ланках планетарного механізму [2]:

$$M_{бцк} = -i_{пр} M_{мцк}, \quad (2.25)$$

і

$$M_{вод} = (-1 + i_{пр}) M_{мцк}, \quad (2.26)$$

де $M_{бцк}$ і $M_{мцк}$ – моменти на великому і малому центральних колесах; $M_{вод}$ – момент на водилі планетарного ряду; $i_{пр}$ – внутрішнє передатне відношення планетарного механізму, визначене при зупиненому водилі.

Значення зовнішнього моменту M_{ex} , прикладеного до ведучої ланки, у загальному випадку складається з двох складових: моменту від навантаження $M_{хн}$, що формується зовнішнім середовищем, та визначається з вирішення рівнянь руху автомобіля (2.15); моменту від елемента керування $M_{хеу}$ у випадку, якщо ведуча ланка входить до складу однієї або кількох блокувальних муфт.

Таким чином,

$$M_{ex} = M_{хн} + M_{хеу}. \quad (2.27)$$

Момент M_{B0} також, як і момент на веденому валу, складається з двох складових: моменту, що характеризує потрібний момент двигуна $M_{0\partial}$; моменту від елементів управління M_{0ey} у разі, якщо ведуча ланка входить до складу однієї або кількох блокувальних муфт:

$$M_{B0} = M_{0\partial} + M_{0ey}. \quad (2.28)$$

Визначення зовнішнього моменту M_{B0} , що діє на ведучу ланку, утруднено тим, що його компонента $M_{0\partial}$, що характеризує потрібний момент двигуна, у разі перемикання передачі залежить від приведенного до веденого валу коробки передач моменту опору на ведучих колесах автомобіля, моментів на елементах управління та інерційних моментів, і може бути визначена лише у процесі розв'язання системи рівнянь (2.22).

Прискорення ведучого валу коробки передач можна вважати в даному випадку величиною відомою, яка визначається з розв'язку рівняння динаміки роботи двигуна (2.21).

Використовуючи наведені вище залежності, перетворюємо систему рівнянь (2.22) до наступного виду:

$$\begin{aligned} M_{0\partial} + a_{11}M_{мцк1} + a_{12}M_{мцк2} + a_{13}M_{мцк3} + a_{14}M_{мцк4} &= -J_0\dot{\omega}_0 - M_{0ey}; \\ J_2\dot{\omega}_2 + a_{21}M_{мцк1} + a_{22}M_{мцк2} + a_{23}M_{мцк3} + a_{24}M_{мцк4} &= -M_{B2}; \\ J_3\dot{\omega}_3 + a_{31}M_{мцк1} + a_{32}M_{мцк2} + a_{33}M_{мцк3} + a_{34}M_{мцк4} &= -M_{B3}; \\ J_4\dot{\omega}_4 + a_{41}M_{мцк1} + a_{42}M_{мцк2} + a_{43}M_{мцк3} + a_{44}M_{мцк4} &= -M_{B4}; \\ J_5\dot{\omega}_5 + a_{51}M_{мцк1} + a_{52}M_{мцк2} + a_{53}M_{мцк3} + a_{54}M_{мцк4} &= -M_{B5}; \\ J_6\dot{\omega}_6 + a_{61}M_{мцк1} + a_{62}M_{мцк2} + a_{63}M_{мцк3} + a_{64}M_{мцк4} &= -M_{B6}; \\ J_7\dot{\omega}_7 + a_{71}M_{мцк1} + a_{72}M_{мцк2} + a_{73}M_{мцк3} + a_{74}M_{мцк4} &= -M_{B7}; \\ J_x\dot{\omega}_x + a_{81}M_{мцк1} + a_{82}M_{мцк2} + a_{83}M_{мцк3} + a_{84}M_{мцк4} &= -M_{Bx}, \end{aligned} \quad (2.29)$$

де $M_{мцкj}$ – крутний момент на МЦК j -го планетарного ряду; a_{ij} – коефіцієнти, значення яких залежать від того, в якості якого елемента планетарного ряду (МЦК, БЦК або як водила) входить i -та ланка в j -тий планетарний ряд.

Значення коефіцієнтів a_{ij} визначаються з табл. 2.3

Таблиця 2.3 – Значення значень коефіцієнтів a_{ij}

Елемент планетарного механізму	МЦК	Водило	БЦК	Ланка не приймає участі в організації планетарного ряду
a_{ij}	1	$1 - i_{npj}$	i_{npj}	0

Таким чином, кількість рівнянь, що входять до системи, дорівнює кількості ланок (8), що беруть участь в організації ПКП, а кількість невідомих величин – сумарній кількості ланок та планетарних механізмів, тобто 12.

Для приведення у відповідність числа рівнянь та невідомих скористаємося залежністю, що визначає зв'язок між кутовими швидкостями ланок, що входять до планетарного механізму (2.1) – (2.4), після диференціювання яких отримаємо:

$$\begin{aligned}
 (1 - i_{56})\dot{\omega}_3 &= \dot{\omega}_5 - i_{56}\dot{\omega}_6; \\
 (1 - i_{03})\dot{\omega}_2 &= \dot{\omega}_0 - i_{03}\dot{\omega}_3; \\
 (1 - i_{6x})\dot{\omega}_4 &= \dot{\omega}_6 - i_{6x}\dot{\omega}_x; \\
 (1 - i_{74})\dot{\omega}_x &= \dot{\omega}_7 - i_{74}\dot{\omega}_4.
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

Детальний аналіз числа рівнянь і невідомих у системах силових (2.29) і кінематичних (2.30) співвідношень показує, що в силовій системі рівнянь різниця між ними відповідає числу планетарних механізмів (тобто 4), а в кінематичній системі рівнянь вона відповідає числу ступенів свободи планетарної коробки передач (тобто теж 4).

Тому виразимо із системи рівнянь (2.30) прискорення чотирьох ланок (4, 5, 6 і 7) через прискорення ведучої 0, веденої, другої та третьої ланок і підставимо отримані вирази в систему рівнянь рівноважного стану ланок:

$$\begin{aligned}
M_{0\delta} + M_{\text{мцк1}} &= -J_0 \dot{\omega}_0 - M_{0ey}; \\
-\frac{J_2 i_{03}}{1 - i_{03}} \dot{\omega}_3 + (1 - i_{03}) M_{\text{мцк2}} &= \frac{J_2}{1 - i_{03}} \dot{\omega}_0 - M_{B2}; \\
J_3 \dot{\omega}_3 + (1 - i_{56}) M_{\text{мцк1}} - i_{03} M_{\text{мцк2}} &= -M_{B3}; \\
J_4 \dot{\omega}_4 + (1 - i_{6x}) M_{\text{мцк3}} - i_{74} M_{\text{мцк4}} &= -M_{B4}; \\
J_5 (1 - i_{56}) \dot{\omega}_3 + J_5 i_{56} (1 - i_{6x}) \dot{\omega}_4 + J_5 i_{56} i_{6x} \dot{\omega}_x + M_{\text{мцк1}} &= -M_{B5}; \\
J_6 (1 - i_{6x}) \dot{\omega}_4 + J_6 i_{6x} \dot{\omega}_x + i_{56} M_{\text{мцк1}} + M_{\text{мцк3}} &= -M_{B6}; \\
J_7 i_{74} \dot{\omega}_4 + J_7 (1 - i_{74}) \dot{\omega}_x + M_{\text{мцк4}} &= -M_{B7}; \\
J_x \dot{\omega}_x - i_{6x} M_{\text{мцк3}} + (1 - i_{74}) M_{\text{мцк4}} &= -M_{Bx}.
\end{aligned} \tag{2.31}$$

Розв'язок отриманої системи дозволяє знайти миттєві значення потрібного моменту двигуна M_{δ} , навантаження $M_{\text{мцк}j}$ на МЦК планетарних рядів, а також кутове прискорення веденої, третьої та четвертої ланок.

У процесі розрахунку перехідних режимів роботи ПКП, особливо чисельними методами, важливо правильно визначити момент повного включення фрикційного елемента управління відповідно до умов його замикання ($\omega_{\text{ск}} = 0$, де $\omega_{\text{ск}}$ – кутова швидкість ковзання) та нерозмикання ($M_y < M_{\text{ymax}}$, де M_y – крутний момент, що сприймається елементом управління, а M_{ymax} – максимальний момент, який може сприйняти фрикційний елемент при поточних значеннях тиску в бустері, що управляє, і коефіцієнті тертя).

При цьому, якщо включений елемент є гальмом, то кутове прискорення ланки, на яке він впливає, приймається рівним нулю. Якщо замикається блокувальна муфта, то кутові прискорення ланок, які вона з'єднує, приймаються рівними.

У разі замикання гальма розмір зовнішнього моменту M_{Bi} , який до повного замикання був пропорційний тиску в бустері управління, тепер залежить від навантаження на вихідному валу, зовнішнього моменту на інших елементах управління та інерційних моментів інших ланок. У той же час, залежність $M_{Bi} = M_{Bi}(p_{\delta})$ визначає тепер тільки розмір максимально допустимого моменту, який може сприйняти даний елемент управління, а значення M_{Bi} знаходиться

шляхом розв'язання системи рівнянь, в якій замість кутового прискорення має бути обчислений момент M_{Bi} .

У разі повного ввімкнення блокувальної муфти утворюється одна ланка замість двох з'єднаних, що веде до об'єднання моментів, що навантажують їх, а також моментів інерції.

ВИСНОВКИ

В результаті проведених у цій роботі розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень отримано такі основні результати та висновки:

1. Синхронізація зубчастих муфт, що використовуються в автоматичних планетарних коробках передач, можлива лише за умови розриву потоку потужності, оскільки тільки в цьому випадку вдається забезпечити необхідну зміну відносних кутових швидкостей ланок за рахунок відповідної зміни частоти обертання двигуна.

2. Вироблено рекомендації щодо визначення елементів керування планетарної коробки передач, як раціональніше використовувати несинхронізовані зубчасті муфти (що підтверджено при розробці автоматичної коробки передач R932).

3. Розроблено метод синхронізації ланок зубчастих муфт, що використовуються як елементи управління в автоматичних планетарних коробках передач. Даний метод використовувався при створенні коробки передач R932 і може бути використаний в інших практичних проектах з розробки планетарних коробок передач, побудованих за кінематичними схемами, відмінними від кінематичної схеми R932.

4. Використання несинхронізованих зубчастих муфт як елементів керування в автоматичній планетарній коробці передач дозволяє знизити втрати в елементах керування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Білоконь Я.Ю., Окоча А. Трактори і автомобілі: Підручник.–К.: Урожай, 2002. – 318с.
2. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / А.Ф. В.Ф. Орлов, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука – К.: Грамота, 2003 – Кн.1: Трактори. – 336 с
3. Антощенко В.М. Трактори та автомобілі. Ч.4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання // Навчальний посібник / В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедєв та інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – Харків, 2006. – 164 с.
4. Лебедєв А.Т. Трактори та автомобілі. Ч. 3.Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедєв, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.
5. Нові мобільні енергетичні засоби України // Навчальний посібник / Надикто В.Т., Крижачківський М.Л.,Кюрчев В.М., Абдула С.Л. – 2006. – 337с.
6. Солтус А.П. Визначення вагового стабілізуючого моменту, викликаного поперечним нахилом шворня // Машинознавство / А.П. Солтус, С.М. Черненко. – Львів. – 2002. – № 7(61).
- 7.Chen S.-S. Out-of-plane vibration and stability of curved tubes conveying fluid / S.-S. Chen // Trans. ASME: J. Appl. Mech. – 2018. – Vol.40, N 2. – P.362-368.
8. Johnson R.O. The stability of simply supported tubes conveying a compressible fluid / R.O. Johnson, J.E. Stoneking, T.O.Carley // J. Sound and Vibr. – 2005. – Vol.117, N 2. – P.335-350.
9. Kisliakov D. Investigation of the dynamic interaction between a high-pressure pipeline and the moving liquid inside under seismic loading / D. Kisliakov // Earthq. Eng. Struct. Dyn. – 1999. – Vol.19, N 8. – P. 1143-1152.
10. Namachchivaya N.S. Non-linear dynamics of supported pipe conveying pulsating fluid. I. Subharmonic resonance. II. Combination resonance / N.S.

Namachchivaya // Int. J. Non - Linear Mech. – 2013. – Vol.24, N 3. – P. 185-196, 197-208.

11. Thompson, J.M.T. Static elastica formulations of a pipe conveying fluid / J.M. Thompson, T.S. Lunn // J. Sound and Vibr. – 2012. – Vol.77, N 1. – P.127-132.

12. Weaver D.S. On the dynamic stability of fluid conveying pipes // D.S. Weaver, T.E. Unny // Trans ASME: J. Appl. Mech. Ser. E. – 2022. – Vol.40, N 1. – P.48-52.

13. Benjamin, T.B. Dynamics of a system of articulated pipes conveying fluid /T.B.Benjamin // Proc. Roy. Soc.: London. Ser. A. – 2020. – Vol.261, N 1307. – P.457-486, 487-499.

14. Prinja, N.K. Large rotation, large strain analysis of pipe whip with flow choking / N.K.Prinja, N.R.Chitkara // Nucl. Engng. Des. – 2016. – Vol.93, N 1. – P.69-81.

15. Krasnevsky L.G. Background and Prospects of Development of Automatic Transmissions of Mobile Vehicles / Krasnevsky L.G. // Topical issues of engineering science: Edited volume. OIM NAN of Belarus, Minsk – 2012, Edition. 1 – pp. 108–114.

16. Derzhansky V. B., Taratorkin I. A. Forecasting of dynamic loading of hydromechanical transmissions of transport vehicles. – Yekaterinburg: UrB Russian Academy of Sciences, P. 176, 2010.

17. Michael Nosonovsky, Vahid Mortazavi Friction-Indused Vibrations and Self- Organization: Mechanics and Non-Equilibrium Thermodynamics of Sliding Contact / Publisher: CRC Press, DOI: 10.1201/b15470-9, 2013/01/01.

18. Barbe J.R. 1969 Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids, Proc. R. Soc. Lond. Vol. A312, 381–394.

19. Lee K. & Dinwiddie R.B. 1998 Conditions of frictional contact in disk brakes and their effects on brake judder, SAE 980598.

20. Yeo T. & Barber J.R. 1996 Finite element analysis of the stability of staticthermoelastic contact, J.Thermal Stresses, Vol. 19, 169–184.

ДОДАТКИ