

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ  
ЗАОЧНОЇ ТА ПІСЛЯДИПЛОМНОЇ ОСВІТИ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

## ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ  
КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Виконав: студент групи Ат-21маг

Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

Легета Андрій Федорович

(прізвище ім'я та по батькові)

Керівник: к.т.н., доцент Шевчук В.В.

(наук. ст., вчене звання, прізвище та ініціали)

Рецензенти: \_\_\_\_\_

(наук. ст., вчене звання, прізвище ініціали)

ДУБЛЯНИ 2021

Магістерська робота: 68 с. текст. част., 43 рис, 4 табл., 29 літ. джерел. «Аналіз та дослідження коробок передач колісних транспортних засобів» Лєгета А.Ф. – Магістерська робота. Кафедра автомобілів і тракторів. – Дубляни, Львівський НАУ, 2021.

Здійснено аналіз кінематичних схем і конструкцій планетарних коробок передач. Розроблено методику розрахунку, проектування і визначення ККД модуля ПС УБДМ; розроблено методику дослідження можливих прийнятних схем ПС УБДМ;

Обґрунтовано раціональні схеми і конструктивні параметри АКП, створених на основі нового модуля ПС УБДМ

Здійснено перевірочні теоретичні положення експериментальними стандартними дослідженнями.

Розроблено алгоритм проектування модульних АКП, дозволяє аналітично визначити за допомогою прикладних програм внутрішні передавальні відносини модуля в залежності від необхідних передавальних чисел АКП, підбір чисел зубів модуля, перевіряти механізм за умовами співвідності, складання і сусідства, порівнювати отриманий ряд передавальних чисел з вихідними і гармонійність ряду по кроку.

Розглянути питання охорони праці та безпеки надзвичайних ситуацій та запропоновані загальні положення охорони праці при збирані, встановлені, обслуговуванні і експлуатації впровадженого пристрою варіатора.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ СИЛОВИХ ПРИВОДІВ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТ- НИХ ЗАСОБІВ.....	8
1.1. Аналіз кінематичних схеми і конструкції планетарних коробок передач.....	8
Висновок за розділом.....	19
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	23
2.1. Обґрунтування вибору видів планетарних рядів, які перебува- ють у складі автоматичних планетарних коробок передач .....	23
РОЗДІЛ 3	
МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІТИЧНИХ РОЗРАХУН- КІВ .....	29
3.1. Методика аналітичного визначення внутрішніх передавальних відносин ПС УБДМ.....	29
3.2. Умова збірки і підбір чисел зубів ПС УБДМ.....	30
3.3. Область існування передаточних чисел модуля ПС УБДМ.....	36
Висновки до розділу.....	46
РОЗДІЛ 4	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ І ВИ- ЗНАЧЕННЯ ККД МАКЕТНОГО ЗРАЗКА МОДУЛЯ ПС УБДМ.....	47
4.1. Експериментальні стендові випробування і визначення ККД ма- кетного зразка модуля ПС УБДМ.....	47
Висновки до розділу.....	56
РОЗДІЛ 5	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУ- АЦІЯХ.....	58
5.1. Загальні положення охорони праці при збирані, встановлені, об- слуговуванні і експлуатації впровадженого пристрою варіатора .....	58
5.2. Техніка безпеки і охорона праці при виконанні слюсарних ро- біт.....	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ .....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	66

## ВСТУП

З метою підвищення ефективності використання транспортних засобів (ТЗ) необхідно вирішити проблему автоматизації систем і агрегатів автомобіля, в тому числі і створення автоматичних трансмісій, що сприяють підвищенню продуктивності, економічних і екологічних показників та одночасно забезпечують більш комфортні умови роботи водія і безпеки руху.

Необхідний діапазон швидкостей руху транспортних засобів змінюється в широких межах і необхідні моменти на ведучих колесах багаторазово перевищують крутний момент що розвиває двигун. Тому трансмісія повинна при передачі потужності трансформувати її складові таким чином, щоб сформувати необхідні тягово-динамічні характеристики ТЗ [24].

Найбільш раціональним з точки зору співвідношення розмірів коробки передач, числа ступенів і можливості перемикання передач без розриву потоку потужності є застосування планетарних коробок передач з перемиканням за допомогою індивідуальних фрикціонів.

Перспективним конкурентом ГМП є АКП, яка має планетарну систему (ПС), модулем якої є універсальний багато-диференційний механізм (УБДМ) [5].

Завдяки цьому спростити керування автомобілем, знизити стомлюваність водія внаслідок зменшення обсягу його фізичного навантаження, створити можливість посилення уваги до дорожньої обстановки. Все це забезпечить підвищення безпеки руху, а також знижує ступінь впливу кваліфікації та індивідуальних якостей водія на експлуатаційні показники автомобіля.

З огляду на це, метою роботи є вибір і обґрунтування раціональних схем АКПП для транспортних засобів, методик проектування і розрахунку різних схем автоматичних планетарних трансмісій, складених з використанням модуля ПС УБДМ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- здійснити аналіз кінематичних схеми і конструкцій планетарних коробок передач;
- розробити методику розрахунку, проектування і визначення ККД модуля ПС УБДМ;
- розробити методику дослідження можливих прийнятних схем ПС УБДМ;
- обґрунтувати раціональні схеми і конструктивні параметри АКП, створених на основі нового модуля ПС УБДМ;
- перевірити теоретичні положення експериментальними стендовими дослідженнями.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ СИЛОВИХ ПРИВОДІВ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

#### 1.1 Аналіз кінематичних схеми і конструкції планетарних коробок передач.

Більшість планетарних коробок передач автоматичних трансмісій побудовані за однією з двох планетарних систем:

- системі Сімпсона;
- системі Равіньйо(з зчепленими сателітами) [6], [9].

Планетарна система Сімпсона – це кінематична схема, яка об'єднує два окремих послідовно розташованих планетарних рядів (рис. 1.1) [6]. Коробка передач, побудована за цією схемою, має три ступенями вільності. Для управління є дві блокувальні муфти, два гальма і муфта вільного ходу. Особливістю є жорстке з'єднання МКЦ двох планетарних рядів. БКЦ першого ряду і загальні МКЦ можуть через дві блокувальні муфти блокуватися з провідним валом. водило другого планетарного ряду обладнано гальмом. Планетарна система Сімпсона дозволяє реалізувати наступні режими: - нейтраль; - режим двох понижуючих передач; - пряма передача; - задній хід.

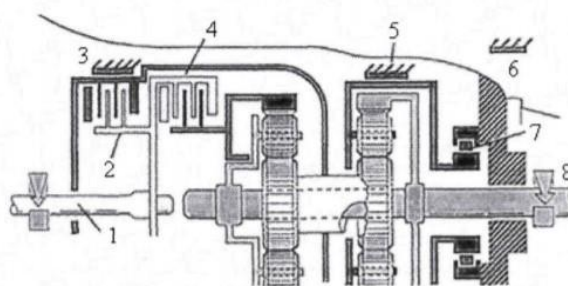


Рисунок 1.1 – Планетарний механізм, побудований за планетарною системою Сімпсона [9], [12]: 1 - вхідний вал; 2 - муфта заднього ходу; 3 - гальмо другої передачі; 4 - муфта переднього ходу; 5 - гальмо першої передачі і передачі заднього ходу; 6 - картер; 7 - муфта вільного ходу; 8 - вихідний вал.

У планетарну систему Равіньйо(з зчепленими сателітами), два планетарних ряду мають загальне водило з трьома парами зчеплених сателітів. Кож-

на така пара складається з одного короткого і одного довгого сателіта (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Планетарна система Равіньйо (з зчепленими сателітами).

Кожне з двох незалежних МЦК мають зачеплення з одним з двох зчеплених сателітів. Крім того, є одне ВЦК. Коробка передач в цьому випадку має три ступені вільності.

Ведучими ланками можуть бути або ВЦК, або водило (рис. 1.3). Система дозволяє реалізувати наступні режими: - нейтраль; - дві понижуючі передачі; - пряма передача; - задній хід. Незважаючи на незвичність схеми планетарних рядів з зчепленими сателітами, принцип їх роботи залишається таким же, як і простого планетарного ряду.

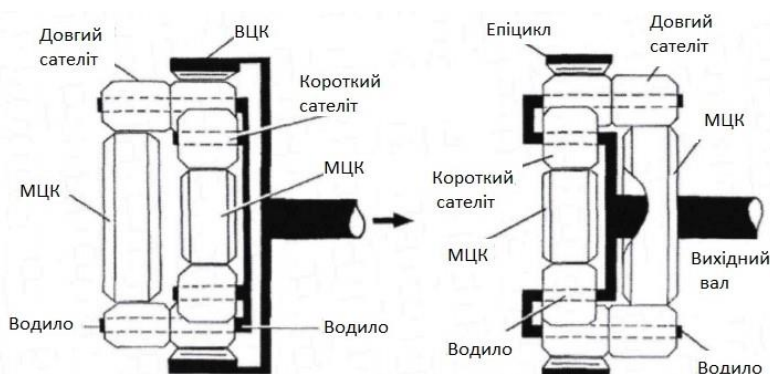


Рисунок 1.3 – Планетарна система Равіньйо при ведених ланках ВЦК і водило [15] - [23]

Жорсткі вимоги до підвищення паливної економічності транспортних засобів призвело до вимоги доповнення трьохшвидкісних автоматичних коробок передач четвертою, підвищувальною передачею. Тут розробники пішли двома шляхами: стали шукати нові кінематичні схеми з метою отримання четвертої передачі і доповнили вже існуючі тришвидкісні схеми додатковим, так званим підвищувальним додатковим рядом. Причому підвищувальний

планетарний ряд встановлюється як перед основною коробкою передач (рис. 1.4), так і після [12].

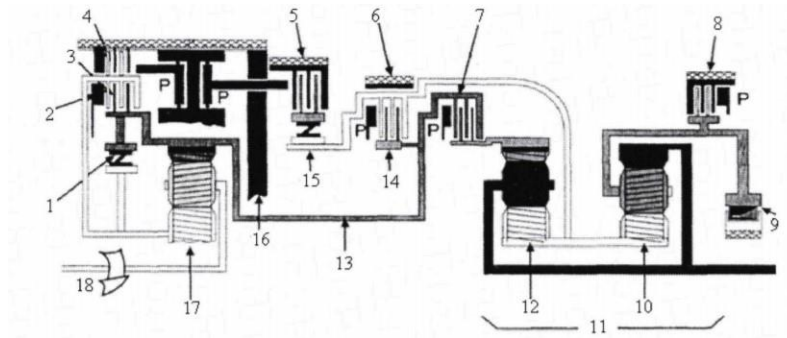


Рисунок 1.4 – 4-ступінчаста АКП: 1 - муфта вільного ходу підвищувального планетарного ряду; 2 - поршень; 3 - муфта забезпечення режиму гальмування двигуном; 4 - гальмо підвищувального планетарного ряду; 5 - гальмо другої передачі; 6 - стрічковий гальмо забезпечення режиму гальмування двигуном на другій передачі; 7 - муфта переднього ходу; 8 - гальмо першої передачі і передачі заднього ходу; 9 - муфта вільного ходу включення першої передачі і передачі заднього ходу; 10 - задній планетарний ряд; 11 - планетарний механізм, побудований за схемою Сімпсона; 12 – передній планетарний ряд; 13 - центральний вал; 14 - муфта прямої передачі; 15 - муфта вільного ходу включення другої передачі; 16 – центральний супорт; 17 підвищувальний планетарний ряд; 18 - вхідний вал [15] - [23].

Принцип роботи підвищувального планетарного ряду у всіх схемах однаковий. Водило завжди має бути провідною ланкою, ВЦК веденим, а МЦК зупинено. Кінематична схема підвищує планетарного ряду показана на рис. 1.5 і 1.6. Для управління планетарним разом з підвищувальною передачею використовуються, як правило, три елементи управління: - муфта вільного ходу, що блокує сонячну шестерню і водило (рис. 1.5) або водило і велике центральне колесо (рис. 1.6); - блокувальна дискова муфта, встановлена між сонячною шестерню і водилом, яка використовується при русі транспортного засобу по інерції або під ухил для забезпечення режиму гальмування двигуном, коли муфта вільного ходу не ефективна; - дискове або стрічкове гальмо сонячної шестерні, що включає підвищену передачу.



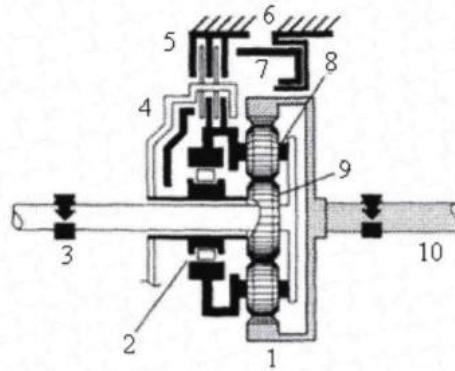


Рисунок 1.5 – Підвищувальний планетарний ряд: 1 - ВЦК; 2 - муфта вільного ходу; 3 - вал турбінного колеса; 4 – блокувальна муфта; 5 - гальмо МЦК; 6 - картер; 7 - поршень; 8 - водило; 9 - МЦК; 10 - вхідний вал основної коробки передач.

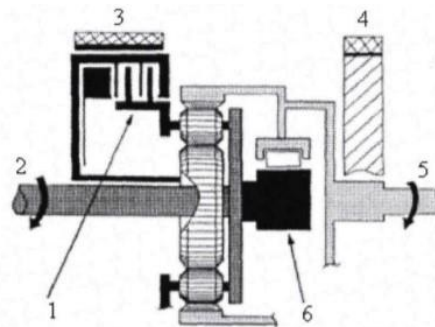


Рисунок 1.6 – Підвищувальний планетарний ряд: 1 - блокувальна муфта; 2 - вал турбінного колеса; 3 - гальмо МЦК; 4 - картер; 5 - вхідний вал основної частини коробки передач; 6 - муфта вільного ходу [15] - [23].

Використання додаткового планетарного ряду в схемах Сімпсона або Равін'йо (з зчепленими сателітами) призводить до того, що коробка передач стає чотирьох ступеневою. Тому для включення передачі необхідно впливати на три елементи управління.

На перших трьох передачах підвищує планетарний ряд за допомогою обгінної муфти або дискової муфти заблокований і користуватися ним передавальне число дорівнює одиниці. Всі перемикання відбуваються в основній частині коробки передач. Для отримання четвертої підвищувальної передачі, блокувальна муфта додаткового планетарного ряду вимикається, і включається гальмо сонячної шестерні, при цьому обгону муфта переходить в ре-

жим вільного ходу. В основній же частині коробки передач в цей час включена пряма передача.

На перших порах виробників цілком влаштував такий спосіб отримання підвищувальної передачі. Конструкція коробки передач змінювалася незначно, тому спочатку все фірми пішли саме з цього шляху. Однак з технічної та економічної точок зору подібне рішення можна навряд чи можна вважати вдалим. По-перше, невиправдано збільшено кількість планетарних рядів, що принесло тільки одну додаткову передачу (підвищує), і, по-друге, ускладнилася система управління, оскільки крім основної коробки передач необхідно управляти ще й підвищувальним планетарним рядом [9] - [14].

Тому, природно, що наступним етапом був пошук більш раціональних кінематичних схем, що дозволяють уникнути схеми з чотирма ступенями вільності і використовувати тільки два планетарних ряду. В результаті, практично всіма фірмами, які займаються розробкою і виробництвом автоматичних трансмісій, були синтезовані кінематичні схеми триступеневої коробок передач, що дозволяють реалізувати чотири передачі переднього ходу (включаючи підвищувальну), використовуючи тільки два планетарних ряди.

Дві трансмісії Chrysler-41TE (A604) і 42LE (A606) побудовані по одній і тій же схемою і використовуються в транспортних засобах з приводом на передні колеса. Тільки 41 TE призначена для використання з поперечно розташованим двигуном, а 42LE - для поздовжньо розташованого двигуна. До складу кінематичної схеми входять два планетарних ряди, три блокувальні муфти і два гальма (рис. 1.7). Вони дозволяють реалізувати чотири передачі переднього ходу і одну передачу заднього ходу. Відмінною особливістю цих трансмісій є те, що в них зовсім не використовуються стрічкові гальма і обгонні муфти [15] - [23].

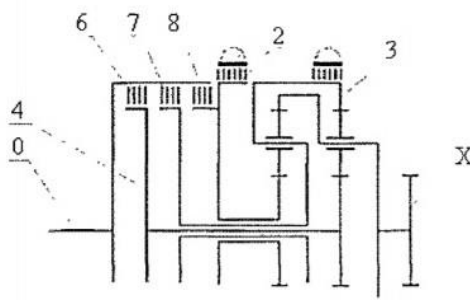


Рисунок 1.7 – Кінематична схема Chrysler-41TE (A604) і 42LE (A606):  
O - ведуча ланка; X- ведена ланка.

Кінематична схема трансмісії GMC-4L60-E складається з двох планетарних рядів, трьох блокувальних муфт, двох гальм, один з яких стрічкове, і двох муфт вільного ходу (рис. 1.8). Для забезпечення режиму гальмування двигуном на другій і третій передача використовується додаткова блокувальна муфта [15] - [23].

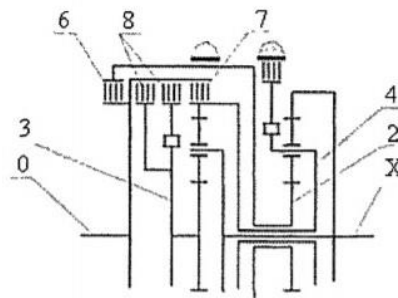


Рисунок 1.8 – Кінематична схема GMC-4L60-E: O - ведуча ланка; X- ведена ланка.

Схема FORD-AXOD-E (AX4S) побудована з використанням двох планетарних рядів (рис. 1.9). Для управління коробкою передач використовуються дві блокувальні муфти, три гальма, два з яких стрічкові, і дві муфти вільного ходу. Муфта включення першої передачі і передачі заднього ходу 7 розділена на дві частини. Обидві вони з'єднуються зі ланкою 2 через муфти вільного ходу, що мають протилежні напрямку дії. Одна частина цієї муфти призначена для передачі моменту двигуна з ведучої ланки 0 на ланка 2. Інша ж її частина використовується для забезпечення режиму гальмування двигуном, коли момент передається з ланки 2 на ведучу ланка 0 [15] - [23].

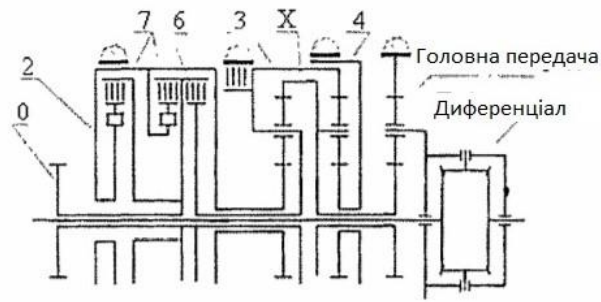


Рисунок 1.9 – Кінематична схема трансмісії FORD-AXOD-E (AX4S): 0 – ведуча ланка; X- ведена ланка [15] - [23].

Дві трансмісії VOLKSWAGEN-096, 097 побудовані по одній і тій же схемі і використовуються в транспортних засобах з приводом на передні колеса. Трансмісія 096 призначена для використання з поперечно розташованим двигуном, а 097 для поздовжньо розташованого двигуна. Тут використано два планетарних ряди, один з яких побудований за схемою зі зчепленими сателітами (рис. 1.10). Управління коробкою передач здійснюється за допомогою трьох блокувальних муфт дозволяє з'єднувати коробку передач безпосередньо з колінчастим валом двигуна, минаючи трансформатор. Це дозволяє відмовитися від використання блокувальною муфти трансформатора і дещо спростити систему управління трансмісією [15] - [23].

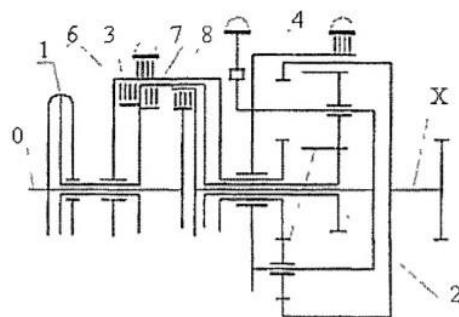


Рисунок 1.10 – Кінематична схема трансмісії VW 096, 097: 0 - ведуча ланка; X- ведена ланка.

Фірма ZF спеціалізується тільки на виробництві трансмісій і інших агрегатів, в яких є які-небудь зубчасті зачеплення. Безпосередньо випуском автомобілів вона не займається. різні типи автоматичних трансмісій цієї фірми встановлюються на автомобілях BMW, Alfa Romeo, деяких моделях Audi, Jaguar, Lincoln, Peugeot, Porsche, Rover, SAAB, Volvo та ін. Кінематична схема трансмісії ZF4HP18 (рис. 1.11), практично, повторює кінематичну схему

трансмiсiй 096 i 097. Для управлiння коробкою передач використано три блокувальних муфти, два гальма, один з яких стрiчковий, i двi муфти вiЛЬНО-го ходу [15] - [23].

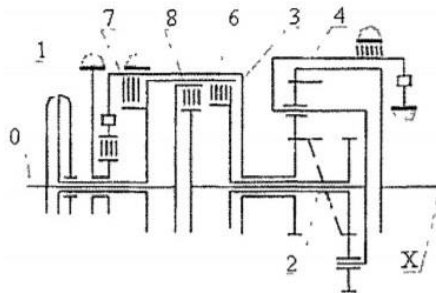


Рисунок 1.11 – Кiнематична схема трансмiсiй ZF4HP18: 0 - вeдуca ланка; X- вeдeна ланка.

Трансмiсiї Mitsubishi-F4A41 i F4A51 побудованi по однiй i тiй же кiнематичнiй схемi (рис. 1.12), яка представляє собою кiлька видозмiнену схему трансмiсiй фiрми Chrysler-41TE i 42LE. Тут так само розробники вiдмовилися вiд використання стрiчкових гальм i муфт вiЛЬНО-го ходу. Управлiння коробкою передач здiйснюється за допомогою трьох блокувальних муфт i двох дискових гальм. Вони дозволяють реалiзувати чотири передачi переднього ходу i одну передачу заднього ходу [9] - [14].

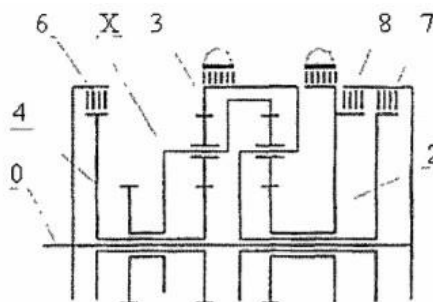


Рисунок 1.12 – Кiнематична схема трансмiсiй Mitsubishi-F4A41 i F4A51: 0 - вeдуca ланка; X- вeдeна ланка.

Фiрма Aisin-Warner, так само як i ZF, займається тiльки проектуванням i виробництвом трансмiсiй. В основному вони встановлюються на автомобiлi Toyota i деякi моделi Volvo, Opel i Suzuki. У кiнематичнiй схемi трансмiсiї Aisin-Warner-AW60-40, так само як i у всiх попереднiх, використано два планетарних ряди (рис. 1.13). Один з цих рядi має здвоєнi сателiти, тобто мале i велике центральнi колеса з'єднуються не одним, а двома сателiтами. Для

управління використані три блокувальні муфти, дві муфти вільного ходу і два гальма, один з яких стрічковий.

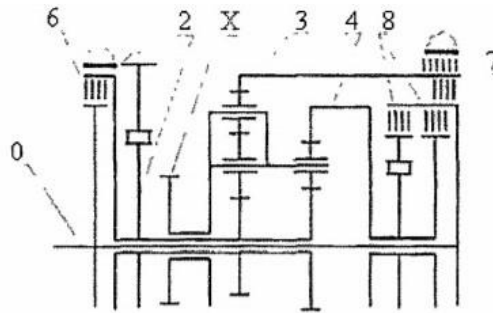


Рисунок 1.13 – Кінематична схема трансмісії Aisin-Warner-AW60-40: 0- ведуча ланка, X- ведена ланка.

До складу кінематичних схем трансмісії Nissan-RE4F02 і RE4F04 входять два планетарних ряди, три блокувальні муфти вільного ходу і два гальма, один з яких стрічковий (рис. 1.14) [15] - [23].

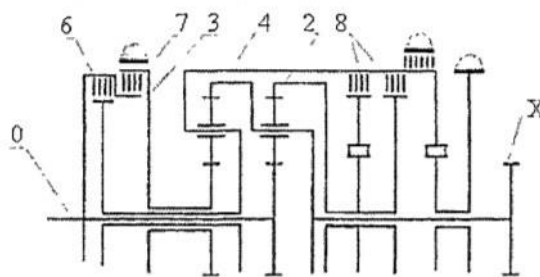


Рисунок 1.14 – Кінематична схема трансмісії Nissan-RE4F02 і RE4F04: 0 - ведуча ланка; X- ведена ланка.

Прагнення поліпшити розгінні динамічні якості автомобілів призвело розробників трансмісії до необхідності використання в коробках передач третьої понижувальної передачі. Таким чином, в середині 90-х років автомобілі деяких фірм стали оснащуватися п'яти-швидкісними коробками передач, в яких були реалізовані три знижувальних передачі переднього ходу, пряма передача і підвищує передача. Так, фірмою ZF були запропоновані два абсолютно різних підходу вирішення цього завдання. У кінематичну схему відомої трансмісії ZF4HP18 був доданий додатковий планетарний ряд (рис. 1.15), який, на відміну від чотирьох швидкісних коробок передач, використовується як понижувальної передачі. На першій, другій і третій передачах включений гальмо малого центрального колеса додаткового ряду, тому його пере-

давальне відношення більше одиниці. Потім при включеній в основний коробці третьої передачі відбувається вимикання гальма малого центрального колеса додаткового ряду і включається блокувальна муфта цього ряду. Таким чином, загальне передавальне відношення всієї коробки передач стає рівним одиниці. Після цього в основній коробці включається вже підвищує передача. Трансмсія, побудована за такою схемою, отримала індекс ZF5HP18 [15] - [23].

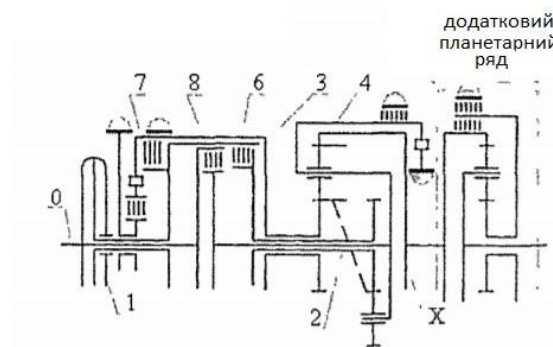


Рисунок 1.15 – Кінематична схема трансмісії ZF5HP18: О - ведуча ланка, Х- ведена ланка

Подальше прагнення поліпшити розгінні динамічні якості автомобілів і паливно-економічні характеристики призвело розробників трансмісій до необхідності використання в коробках передач замість однієї, дві підвищуючі передачі. Таким чином, фірмою Mercedes-Vens створена перша в світі 7-ступінчаста автоматична коробка перемикавання передач для легкових автомобілів 7G-TRONIC [15] - [23].

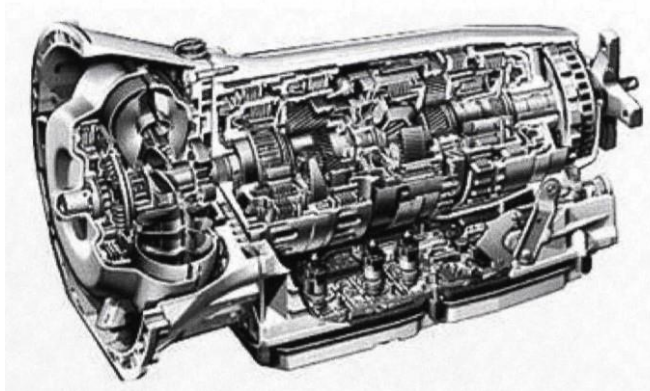


Рисунок 1.16 – АКП 427 (7G-TRONIC).

7-ступінчаста планетарна автоматична коробка перемикавання передач 7G-TRONIC завдяки поліпшеному процесу перемикавання і низькому рівню

шуму значно збільшує комфорт і задоволення від водіння. Плавне перемикавання передач, яке і на верхніх передачах майже не відчувається, забезпечує відчутно більший комфорт. Завдяки інтегрованому управлінню КПП з екстремально швидкою активацією передач робить можливим збільшення тяги і прискорення; однією з новинок 7GTRONIC є можливість перестрибнути відразу кілька передач. Рівень шуму дуже низький. Друга задня передача з більш високим передавальним числом робить початок руху на льоду або снігу більш м'яким і безпечним. Сім передач роблять кроки між передачами дуже маленькими. Завдяки блокуванню зчеплення гідротрансформатора, яка включається з першої передачі, а також значного зменшення кількості оборотів двигуна на передачах 5, 6, 7 при постійній швидкості руху економиться паливо при одночасному поліпшенні характеристик прискорення в порівнянні з 5-ступінчастою автоматичною КПП [15] - [23].

Нова 8-ступінчаста АКПП ZF 8HP забезпечує найвищий комфорт перемикавання при мінімальному часу перемикавання передач і при цьому є самою економічною трансмісією в світі в даному класі. За рахунок опціонального оснащення трансмісії автоматикою start-stop вона знижує споживання палива на 11% в порівнянні з попередньою 6-ступінчастою АКПП від ZF другого покоління.

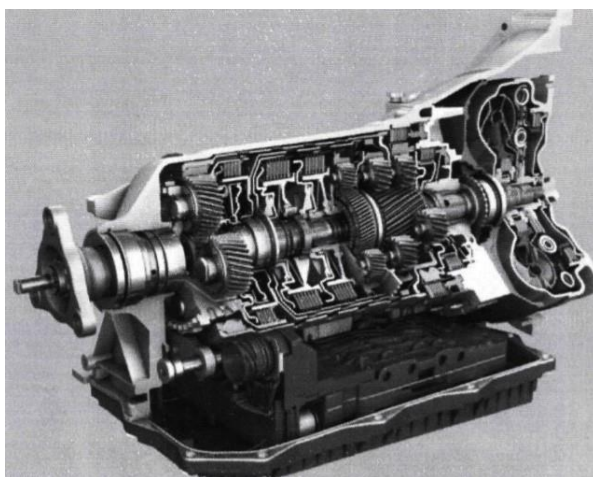


Рисунок 1.17 – Економічна 8-ступінчаста АКПП концерну ZF

Крім того, за рахунок модульної побудови трансмісії вона може поставлятися для різних варіантів повного приводу, або оснащуватися електродвигуном і гібридними модулями для здобуття середньої або повного гібридного



приводу паралельної компоновки. З останньою версією АКПП можливе досягнення 25-відсоткової економії палива в порівнянні з її базовим варіантом [15] - [23].

Великий вплив на якісні характеристики трансмісії надає новий гідротрансформатор, що виготовляється на підприємстві в Швайнфурте. За рахунок принципово нової конструкції демпферуючого механізму підключення гідротрансформатора відбувається за мінімальний час, без втрати в якості перемикачів передач і з позитивним внеском в економію палива. Переваги нової трансмісії залучають автовиробників по всьому світу: відповідно до договору про ліцензійних поставках з Chrysler ZF будує завод з виробництва трансмісій в Грінвіллі, штат Південна Кароліна, США.

На відміну від МКПП зі звичайним зчепленням 8-ступінчаста АКПП оснащена гідротрансформатором, який дозволяє експлуатувати її фактично без зносу. Крім того, плавний старт при маневруванні і під час руху з причепом є ще однією перевагою даної трансмісії для пікапа. Сучасна система демпфірування мінімізує гідравлічні втрати і сприяє з'єднанню крутного моменту навіть при низьких швидкостях. Все це робить 8-ступінчасту АКПП більш економічною в порівнянні з аналогами конкурентів: автоматична коробка передач більше економить палива, ніж механічна. різні системи повного приводу даного автомобіля легко адаптуються з 8-ступінчастою АКПП.

### **Висновки до розділу**

1. З великої кількості можливих схемних рішень при обраному двигуні і заданій масі транспортного засобу, необхідних тягово-динамічних характеристиках, розробники повинні створити і реалізувати в конструкції одне рішення, найбільш повно задовольняє сукупності таких показників, як високий коефіцієнт корисної дії (ККД), мінімальні габарити і маса, надійність і довговічність, технологічність виготовлення, простота обслуговування і низька вартість. Вирішення цього завдання досягається на стадії схемного проекту-

вання трансмісії, який включає в себе вибір типу і розробку кінематичної схеми трансмісії і окремих її частин, зокрема - коробки передач.

2. Тягово-динамічний розрахунок і розбивка передавальних чисел в коробці передач перед розробниками ставить проблему вибору найбільш раціональної схеми її конструкції, що реалізує необхідні передавальні числа. Якщо при виборі кінематичної схеми коробки передач з нерухомими осями такий проблеми не виникає, то вибір схеми АПКП ускладнений їх великим різноманіттям.

3. З невеликої кількості отриманих кінематичних схем відбирається до реалізації схема з раціональними параметрами з огляду на те, що всі структурні та кінематичні схеми істотно відрізняються між собою за складністю конструкції, величиною ККД і цілою низкою показників, які в комплексі визначають технічний рівень конструкції АПКП.

4. Основа таких коробок будується в більшості випадків по одній з двох схем - Сімпсона (з незчеплених сателітами) або Равінью (з зчепленими сателітами). Ці системи дозволяють при одночасному включенні двох керуючих елементів реалізувати тільки чотири передачі, визначаючи такі системи як системи з трьома ступенями вільності. Вони мають дві понижуючі передачі, одну пряму і передачу заднього ходу, які реалізуються за допомогою п'яти керуючих елементів - двох фрикційних блокуючих муфт, двох фрикційних гальм і муфти вільного ходу.

5. Найбільшого поширення в машинобудуванні отримали АКП з двома і з трьома ступенями вільності. З проведеного аналізу потенційних можливостей АПКП можна зробити висновок про те, що при числі передач менше, або дорівнює чотирьом завжди більш перспективно застосування АПКП з двома ступенями вільності, а при числі передач більше чотирьох більш перспективні АКП з трьома ступенями вільності, так як при меншій кількості елементів управління їх схема містить менше число ТДМ.

6. Вибір автоматичної коробки передач (АПКП) з трьома, а не двома ступенями вільності пояснюється наступним. Незважаючи на те, що число

елементів управління у схем з трьома, а не з двома ступенями вільності однаково, в АПКП з трьома ступенями вільності для отримання чотирьох передач досить двох диференціальних механізмів, а в АПКП з двома ступенями вільності - три. І це насторожує конструкторів, змушує їх не помічати те, що вже при числі передач, що дорівнює чотирьом, АПКП з трьома ступенями вільності виявляється в цілому більш складним, ніж АПКП з двома ступенями вільності, об'єктом.)

7. Одним з основних недоліків двоступеневих АКП вважається велика металоємність, обумовлена наявністю додаткових диференціальних механізмів. Але у неї є і безумовні переваги - можливість отримання передавальних чисел, рівних розрахунковим, є значно простішою система управління АКП, а також те, що вона дає можливість легко реалізувати широко відомий принцип побудови багатошвидкісних механічних коробок передач - додавання дільника і демультіплікатора до основної коробки. Інакше кажучи, при побудові структури багатошвидкісних АПКП в якості основної коробки (Модуля) можна задіяти планетарну систему двоступеневий АКП з чотирма-п'яти передачами, що володіє мінімально можливим числом основних ланок. І тим самим - мінімізувати металоємність і габаритні розміри багато-швидкісної автоматичної трансмісії. Ці обставини визначають необхідність шукати технічні рішення, пов'язані з усуненням недоліків, властивих існуючим автоматичним трансмісіям, що само по собі є актуальним завданням і може бути реалізовано шляхом створення принципово нових планетарних систем з метою їх практичної реалізації. Саме такий модуль розроблений фахівцями проблемної лабораторії «Диференціальні зубчасті й гідромеханічні варіатори» і названий універсальним багатопотоковим диференціальним механізмом (ПС УБДМ).

З огляду на це, метою роботи є вибір і обґрунтування раціональних схем АКПП для транспортних засобів, методик проектування і розрахунку різних схем автоматичних планетарних трансмісій, складених з використанням модуля ПС УБДМ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- здійснити аналіз кінематичних схеми і конструкцій планетарних коробок передач;
- розробити методику розрахунку, проектування і визначення ККД модуля ПС УБДМ;
- розробити методику дослідження можливих прийнятних схем ПС УБДМ;
- обґрунтувати раціональні схеми і конструктивні параметри АКП, створених на основі нового модуля ПС УБДМ;
- перевірити теоретичні положення експериментальними стендовими дослідженнями.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### **2.1 Обґрунтування вибору видів планетарних рядів, які перебувають у складі автоматичних планетарних коробок передач**

Проектування будь-якої коробки передач починається з проектування її схеми. Наступні розрахунки на міцність, конструктивне оформлення ланок і кінематичних пар, вибір матеріалів і інші етапи проектування, як правило, вже не можуть істотно змінити основні властивості механізму.

У найпростішому випадку синтез АПКП може бути представлений в двох етапах. Перший етап - вибір структурної схеми - виконується на основі структурного синтезу з використанням довідкових даних по окремим видам механізмів, другий етап - визначення постійних параметрів обраної схеми механізму по заданим його властивостям. Цей етап починається з кінематичного синтезу, визначення постійних параметрів кінематичної схеми механізму по заданим кінематичними властивостями.

По-перше, відомо, що при проектуванні схем планетарно-диференціальних механізмів доводиться досліджувати велике число різних їх варіантів. Виявляється можливо значно скоротити трудомісткість проектування, якщо звернутися до раціональних структурних видів таких схем [6]. По-друге, вивчаючи структурні співвідношення, різних за видом і конструктивним оформленням кінематичних схем планетарних механізмів, можна встановити чимало спільних рис, від яких залежать багато істотних властивостей. І, по-третє, дослідження структурних співвідношень дозволяє створити класи загальних за своїми властивостями планетарних механізмів і застосувати до них певні методи дослідження.

При проектуванні нових схем планетарних коробок передач для простоти пристрою необхідно, щоб коробка містила найменше число ланок, планетарних механізмів і елементів управління. Останні вимоги в значній мірі визначають надійність розглянутих передач [8]. Таким чином, щоб знайти

найбільш просту коробку передач з будь-яким числом ступенів вільності, необхідно мати способи визначення найменшого числа її ланок, планетарних механізмів і елементів управління.

АПКП складається з планетарних рядів (ПР), що представляють собою механізми, утворені трьома основними ланками, що мають загальну нерухому вісь, і з'єднує їх ланки (сателіта) з рухомою віссю. Найбільш поширені ПР схематично представлені на рис. 2.1 (зображена тільки одна верхня частина ПР, нижня їй симетрична).

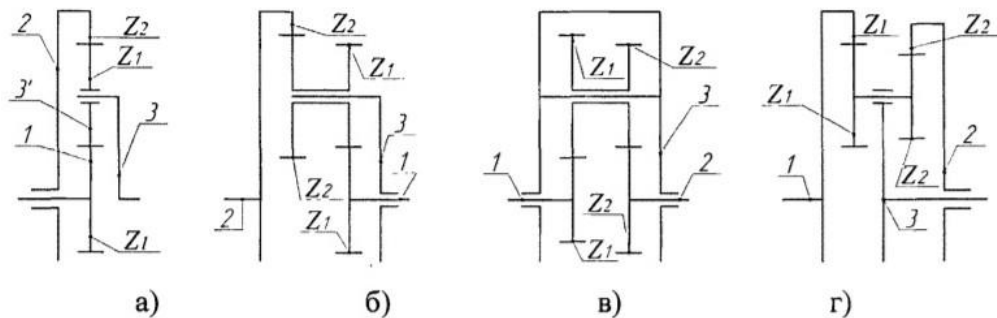


Рисунок 2.1 – Схеми планетарних рядів [8]

ПР першого типу мають зовнішнє і внутрішнє зачеплення шестерень (рис. 2.1, а і б) і характеризуються негативними значеннями внутрішніх передаточних чисел. Механізми другого типу мають тільки зовнішнє (рис. 2.1, в) або тільки внутрішнє (рис. 2.1, г) зачеплення шестерень і, отже, характеризуються позитивними значеннями внутрішнього передаточного числа. На рис. 2.1, а зображений ПР з одно вінцевим сателітом. Він складається з сонячної шестерні 1, епіциклу 2, водила 3 і сателіта 3'. Його переваги в порівнянні з іншими видами ПР: простота (менше число зубчастих коліс) і компактність в осьовому напрямку, а недолік - обмеження по величинам передаточних чисел. Останнє виражається в наступному.

Позначимо через  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості відповідно сонячної центральної шестерні, коронного колеса (епіциклу) і водила. При зупиненому водилі планетарна передача стає простою рядною. При це вираз для передаточного числа від сонячної центральної шестерні до епіциклу [8]:

$$i_{12} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_2 - \omega_3} = -\frac{z_2}{z_1} = -k, \quad (2.1)$$

де  $z$  - число зубів шестерень як зазначено на схемі;  $\kappa$  - параметр планетарного ряду (внутрішнє передаточне число).

На практиці [8] для отримання прийнятних габаритів ПР прийнято обмеження:

$$1,5 < \kappa < 4,0 \quad (2.2)$$

З (2.1) отримуємо рівняння кінематики планетарного ряду:

$$\omega_1 + \kappa \omega_2 - (1 + \kappa) \omega_3 = 0 \quad (2.3)$$

З (2.3) виходять формули передаточних чисел ПР при різних комбінаціях входу, виходу і керованого (гальмівного) ланок, підставляючи в які (2.2) можна отримати діапазони передаточних чисел:

$$\begin{aligned} i_{12} &= -\kappa = -(1,5 \dots 4,0); & i_{21} &= \frac{1}{-\kappa} = -(0,25 \dots 0,67); \\ i_{13} &= 1 + \kappa = 2,5 \dots 5,0; & i_{31} &= \frac{1}{1 + \kappa} = 0,2 \dots 0,4; \\ i_{23} &= \frac{1 + \kappa}{\kappa} = 1,25 \dots 1,67; & i_{32} &= \frac{\kappa}{1 + \kappa} = 0,6 \dots 0,8. \end{aligned} \quad (2.4)$$

(2.4) впливає, що за допомогою одного ПР неможливо реалізувати деякі часто використовувані в КП передаточні числа (0,4 ... 0,6; 0,8 ... 1,25; 1,67 ... 2,5).

При проектуванні ПР з одновінцевим сателітом необхідно виконувати умови підбору чисел зубів [8].

1. Умова співвісності:

$$z_2 - z_1 = 2z_3 \quad (2.5)$$

2. Умова збірки:

$$(z_2 + z_2') \sin \frac{\pi}{2} \geq z_2' + 4 \quad \frac{z_2 - z_1}{n} \approx \gamma \quad (2.6)$$

де  $n$  - число сателітів;

$\gamma$  - будь-яке ціле число.

3. Умова сусідства:

$$(z_2 - z_1) \sin \frac{\pi}{n} \geq z_2 - z_1 - 4 \quad (2.7)$$

ПР, представлений на малюнку 2.1, б, має двухвінцевий сателіт 3', сонце 1, епіцикл 2 і водило 3. Він підпорядковується рівнянню кінематики (2.3), але формула для розрахунку параметра до має вигляд:

$$k = \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_1 \cdot z_2'} \quad (2.8)$$

Беручи ті ж обмеження по співвідношенню розмірів зачеплених зубчастих коліс, що призвело до (2.2) (зокрема, по (2.1), (2.2) і (2.5) можна обчислити, що  $z_3' = (0,25 - 1,5) \cdot z_1$  і  $z_3' = (0,167 - 0,375) \cdot z_2$ ), Отримуємо для ПР з двохвінцевим сателітом зовнішнього і внутрішнього зачеплення:

$$0,67 \leq k \leq 9,0 \quad (2.9)$$

Підставляючи (2.9) в формули (2.4), доводимо, що в діапазонах можливих значень передеточне чисел залишається один розрив (0,9 ... 1,1). Перевага ПР з двохвінцевим сателітом полягає також в тому, що при реалізації однакових ПР в одновінцевим виконанні сателіта він більш компактний в радіальному напрямку. Але ПР з двохвінцевим сателітом програє по осьового розміру, числа шестерень і, головне, по складності виготовлення [1]-[2], [8] (вінці сателіта повинні бути точно орієнтовані відносно один одного, а також доводиться збільшувати точність виготовлення коліс).

При призначенні чисел зубів шестерень ПР даного виду слід враховувати, що умови співвісності (2.5) і (2.6) втрачають сенс, а умова сусідства потрібно застосовувати тільки до вінців великого розміру. Так, якщо великий вінець пов'язаний з сонцем, то умова сусідства [1]-[2], [8]:

$$(z_1 + z_1') \sin \frac{\pi}{2} \geq z_1' + 4 \quad (2.10)$$

Якщо великий вінець зв'язаний з епіциклом, то [1]-[2], [8]:

$$(z_2 + z_2') \sin \frac{\pi}{2} \geq z_2' + 4 \quad (2.11)$$

ПР, зображений на рис. 2.1, в, має два сонця (1 і 2), водило 3 і зв'язаний з сонячними шестернями двохвінцевий сателіт. Рівняння кінематики даного ПР має вигляд [1]-[2], [8]:

$$\omega_1 + k \omega_2 - (1-k) \omega_3 = 0 \quad (2.12)$$



де

$$k = \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_1 \cdot z_2'} \quad (2.13)$$

Діапазон зміни при тих же обмеженнях на співвідношення розмірів сполучених шестерень, що і в попередніх ПР, складе [1]-[2], [8]:

$$0,14 \leq k \leq 6,0 \quad (2.14)$$

що дає при підстановці меж до в формули типу (2.4), в яких в

Відповідно до (2.12) змінюється знак перед до, необмежений діапазон передеточне чисел. Але треба мати на увазі, що при наближенні значень передеточне чисел до нуля або нескінченності ККД ПР прагне до нуля. При однакових передеточне числах ККД ПР даного виду трохи нижче, ніж у раніше розглянутих видів, за рахунок того, що зовнішнє зачеплення саме собі дає менший ККД у порівнянні з внутрішнім.

Перевага ПР даного виду - в можливості отримання мінімальних радіальних розмірів (немає епіциклів) і відносній простоті виготовлення зубчастих коліс.

При призначенні чисел зубів застосовується умова (2.10). ПР, зображений на рис. 2.1, г, має два епіциклу (1 і 2), пов'язаний з ними двухколісний сателіт і водило 3. Рівняння кінематики має вигляд (2.12), де параметр до підраховується за формулою (2.13). Діапазон зміни до (При тих же обмеженнях по співвідношенню розмірів пов'язаних шестерень, що і в попередніх ПР) становить [1]-[2], [8]:

$$0,445 \leq k \leq 2,25 \quad (2.15)$$

що дає можливість мати необмежений діапазон передаточних чисел. Як і в попередньому ПР, ККД прагне до нуля при значеннях передаточне чисел, які прагнуть до нуля або нескінченності, але в загальному випадку ККД даного ряду вище, ніж у всіх попередніх за рахунок внутрішнього зачеплення. Недолік - найгірша компактність в радіальному напрямку через наявності двох епіциклів. При підборі чисел зубів шестерень слід використовувати формулу (2.11).

Як впливає з розгляду різних видів ПР, кожен з них має свої переваги і недоліки. Практичне конструювання віддає перевагу [1]-[2], [8] ПР з одноколісним сателітом через його простоти.

У всіх розглянутих ПР потужність передається одночасно декількома полюсами зачеплення, що дозволяє більш раціонально завантажувати шестерні; радіальні навантаження на вали відсутні, отже, відсутні і згинальні моменти; частина потужності може передаватися переносним рухом (без втрат в зачепленні). Отже, для одних і тих самих вихідних даних ПКП може бути виконана більш компактною і економічною, ніж проста КП. Але необхідною умовою реалізації можливостей ВКП є правильний вибір схеми.

## РОЗДІЛ 3

### МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІТИЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

#### 3.1 Методика аналітичного визначення внутрішніх передавальних відносин ПС УБДМ

Методику аналітичного визначення внутрішніх передаточних чисел (Характеристик диференціальних механізмів УБДМ) розглянемо з використанням для кожного диференціального механізму, що входить в кінематичну схему УБДМ (рис. 2.4), рівнянь (2.1-2.15), рішення яких дозволяє отримати залежності [8]:

$$i_{18}^H = i_{21} \cdot i_{2/3} \cdot i_{3/8}; \quad (3.1)$$

$$i_{18}^6 = \frac{1-i_{16}}{1-i_{86}}; \quad (3.2)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1-i_{14}}{1-i_{84}}; \quad (3.3)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1-i_{17}}{1-i_{87}}; \quad (3.4)$$

Використовуючи дані, викладені в таблиці 2.5  $i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$ ,  $i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$ ,  $i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$ , після підстановки їх вираження в рівняння (3.2, 3.3, 3.4) отримаємо [8]:

$$i_{18}^6 = \frac{1-i_{16}}{1-\frac{i_{16}}{i_{18}}}; \quad (3.5)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1-i_{14}}{1-\frac{i_{14}}{i_{18}}}; \quad (3.6)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1-i_{17}}{1-\frac{i_{17}}{i_{18}}}; \quad (3.7)$$

Внутрішні передаточні відношення  $i_{14}, i_{16}, i_{17}, i_{18}$  визначаємо з рівнянь (3.1, 3.5, 3.6, 3.7). Внутрішнє передаточне відношення  $i_{18}$  дорівнює величині передавального відносини при гальмуванні водила [8]:

$$i_{18}^H = i_{18} \quad (3.8)$$

Внутрішнє передаточне відношення  $i_{16}$  визначається з рівняння (3.5), яке після перетворення має такий вигляд:

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - \frac{i_{16}}{i_{18}}} = \frac{(1 - i_{16}) \cdot i_{18}}{i_{18} - i_{16}};$$

$$i_{18}^6 \cdot (i_{18} - i_{16}) = (1 - i_{16}) \cdot i_{18} \quad (3.9)$$

Вирішуючи дане рівняння (3.9) щодо  $i_{16}$  отримуємо його значення:

$$i_{16} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^6 - 1)}{i_{18}^6 - i_{18}} \quad (3.10)$$

Відповідно,  $i_{14}, i_{17}$ , визначаються з рівнянь (3.6, 3.7):

$$i_{14} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^4 - 1)}{i_{18}^4 - i_{18}} \quad (3.11)$$

$$i_{17} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^7 - 1)}{i_{18}^7 - i_{18}} \quad (3.12)$$

Передавальні відношення, отримані відповідно до даних розрахунків, є передаточними числами ПС УБДМ, які необхідно реалізувати в зубчастому механізмі:

$$i_I = i_{18}^H, i_{II} = i_{18}^6, i_{III} = i_{18}^4, i_{3X} = i_{18}^7,$$

Четверта (пряма) передача виходить при блокуванні ПС УБДМ [8]:

$$i_{IV} = 1$$

### 3.2 Умова збірки і підбір чисел зубів ПС УБДМ

Як зазначалося раніше, в будь-якій ПС для забезпечення її працездатності необхідно виконати умови співвісності, складання і сусідства, що накладає певні обмеження на підбір чисел зубів зубчастих коліс, який повинен відповідати розрахунковим передаточним відношенням.

ПС УБДМ має відмінні властивості, які обумовлюють виконання трьох вищевказаних умов. Одним з цих властивостей є наявність в кінематичній схемі УБДМ зчеплених сателітів. За умови виготовлення зубчастих коліс з однаковим модулем, число зчеплених сателітів, які розподіляють потужність від ведучої до веденої кінематичної ланки, не може бути більше 3-х, оскільки при більшому числі сателітів не виконується умова складання, так як в планетарному ряду, в якому здійснюється зчеплення сателітів, їх число дорівнює шести. При цій умові сусідства може бути реалізовано тільки в тому випадку,

якщо зчеплені сателіти утворюють в даному планетарному ряді замкнутий шестеренчатий ряд.

Зчеплені сателіти в замкнутому шестеренні ряду, на відміну від звичайних ТДМ, передають рух від одного сателіта до іншого не одним, а двома зубами. При цьому знижуються навантаження на кожному з зубів, що в загальному випадку призводить до підвищення ККД при передачі потужності.

Шестеренний ряд, в залежності від кінематичної схеми ПС УБДМ, може розташовуватися в першому чи в другому планетарних рядах (рис. 3.1., 3.3).

Наявність трьох сателітів в двох планетарних рядах і шести сателітів в шестеренчастому ряду обумовлює необхідність розміщення їх осей на однакових міжцентрових відстанях. За умови, що суми зубів шестерень, що знаходяться в зачепленні в кожному планетарному ряду, рівні між собою і діляться на 3, число зубів сонячних, коронних коліс і сателітів кратні трьом, виконуються всі три умови кінематики диференціального механізму.

Крім цього, при їх розрахунках слід також враховувати технологію виготовлення передач, контактну і згинальну міцність, недопущення заїдання, можливість конструктивного виконання різних елементів передач.

Вищевикладене ілюстровано на рис. 3.1.

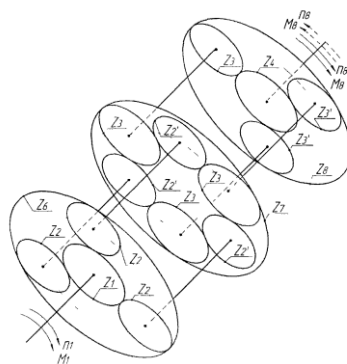


Рисунок 3.1 – Аксонометричне зображення кінематичної схеми ПС УБДМ

Для вирішення завдання визначення внутрішніх передавальних чисел в кожному з чотирьох диференціальних механізмів при забезпеченні сталості

міжцентрової відстані в планетарних рядах УБДМ. використано умову збирання [8]:

$$z_a + z_c = k \cdot A \quad (3.13)$$

де  $z_a$  - число зубів сонячної центральної шестерні;  $z_c$  - число зубів коронного колеса;  $k$  - число сателітів;  $A$  - будь-яке ціле число.

Рівняння (3.13) стосовно ПС УБДМ має вигляд:

$$z_a + z_c = 3 \cdot A$$

Звідки:

$$A = \frac{z_a + z_c}{3} = \frac{z_a}{3} + \frac{z_c}{3}$$

Цей вираз дозволяє при різних величинах  $z_a$  і  $z_c$  і відповідно змінній величині  $A$  визначити ваго-габаритну характеристику ПС УБДМ в цілому, оскільки  $z_a$  і  $z_c$  є конструктивними параметрами, визначальними для міжцентрових відстаней в планетарних рядах ПС УБДМ.

Цей вислів також визначає необхідність при підборі чисел зубів дотримуватися залежності між ними, кратну трьом при різних значеннях внутрішніх передаточних відносин в планетарних рядах ПС.

Задаємося діапазоном числа зубів сонячної центральної шестерні при  $k = 3$  і виходячи з кінематичної схеми першого, другого, третього і четвертого диференціальних механізмів, розраховуємо діапазон передаточних чисел (характеристики диференціальних механізмів  $i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14}$  залежно від  $A$ . На основі розрахунків побудований графік зміни  $i$ , в функції від  $A$ , який наведено в рис. 3.2.

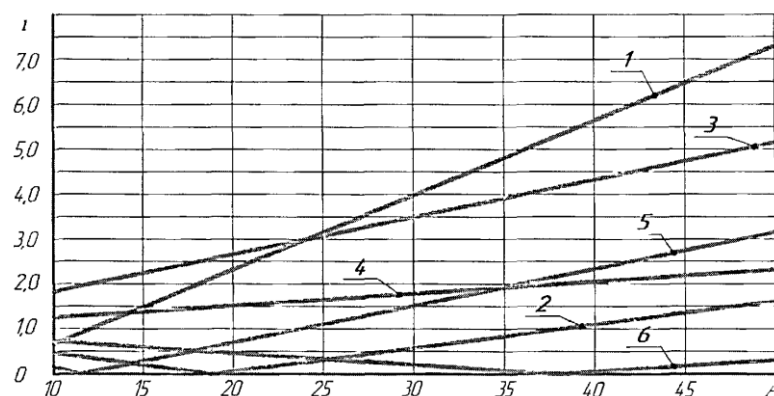


Рисунок 3.2 – Графік зміни  $i$  в функції від  $A$ :

1 –  $i_{16}$  при  $z_a = \min$ ; 2 –  $i_{16}$  при  $z_a = \max$ ; 3 –  $i_{17}, i_{18}$  при  $z_a = \min$ ;  
 4 –  $i_{17}, i_{18}$  при  $z_a = \max$ ; 5 –  $i_{14}$  при  $z_a = \max$ ; 6 –  $i_{14}$  при  $z_a = \min$

На даному графіку при будь-якому постійному значенні А відстані між лініями 1-2, 3-4, 5-6 визначають діапазон внутрішніх передаточних чисел всіх чотирьох диференціальних механізмів УБДМ з урахуванням того, що діапазон, розташований між лініями 3-4, однаковий для другого і третього диференціальних механізмів.

При відомих передаточних числах ( $i_{14}, i_{16}, i_{17}, i_{18}$ ) диференціальних механізмів визначають числа зубів ланок ПС УБДМ з урахуванням розмірів і габаритів механізму, що характеризується числом А.

Таким чином, при розрахунках чисел зубів різних співвісних механізмів необхідно знати не тільки їх можливі мінімальні значення, що визначають в ряді випадків мінімальні габарити цих механізмів, а й мати послідовний ряд значень, які можуть виявитися необхідними при інших умовах (параметрах ТС).

Підбір чисел зубів в диференціальних механізмах ПС УБДМ, з огляду на необхідність створення шестеренного ряду в другому планетарному ряду, здійснюється наступним чином:

На першому етапі визначаються параметри першого планетарного ряду, використовуючи внутрішнє передавальне число  $i_{16}$  для другої передачі:

$$i_{16} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{z_6}{z_2}, \quad (3.14)$$

де  $z_1$  - число зубів центральної сонячної шестірні 1;  $z_2$  - число зубів сателіта 2;  $z_6$  - число зубів коронного колеса 6.

Зазвичай для забезпечення мінімальних габаритів ПС приймається з умови непідрізання зубів  $z_1 = z_{\min} \geq 12 \div 14$ . Для виконання умови, створення шестеренного ряду в другому планетарному ряду, спочатку призначається мінімальне число зубів для сателіта  $z_2 \geq z_{\min}$

Число зубів коронного колеса 6 з умови співвісності:

$$z_6 = z_1 + 2 \cdot z_2 \quad (3.16)$$

Прирівнявши рівняння (3.10) і (3.14) визначаємо число зубів коронного колеса 6:

$$z_6 = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^6 - 1) \cdot (-z_1)}{i_{18}^6 - i_{18}} \quad (3.17)$$

Другий етап полягає у визначенні параметрів другого планетарного ряду, що працює на передачі заднього ходу:

Виходячи з рівності міжосьової відстані в першому і в другому планетарних рядах,  $z_6 = z_1, z_2 = z_2$ . Тоді:

$$z_{17} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \frac{z_7}{z_3} = \frac{z_7}{z_3}, \quad (3.18)$$

де  $z_2$  - число зубів сателіта 2';  $z_3$  - число зубів сателіта 3;  $z_7$  - число зубів коронного колеса 7.

Прирівнявши рівняння (3.18) і (3.12) визначаємо число зубів коронного колеса 7:

$$z_7 = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^7 - 1) \cdot z_3}{i_{18}^7 - i_{18}}, \quad (3.19)$$

Третій етап полягає у визначенні параметрів третього диференціального механізму з використанням параметрів першого і другого планетарних рядів:

$$i_{18} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \frac{z_8}{z_3}, \quad (3.20)$$

де  $z_3$  - число зубів сателіта 3';  $z_8$  - число зубів коронного колеса 8.

Прирівнявши рівняння (3.20) і (3.8) визначаємо число зубів коронного колеса 8:

$$z_8 = \frac{i_{18}^H \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_3}, \quad (3.21)$$

Четвертий етап визначає параметри четвертого диференціального механізму з урахуванням параметрів перших трьох диференціальних механізмів:

$$i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right), \quad (3.22)$$

де  $z_4$  - число зубів сонячної шестірні 4.



Прирівнявши рівняння (3.22) і (3.11) визначаємо число зубів сонячної шестерні 4:

$$z_4 = \frac{i_{1g} \cdot (i_{1g}^H - 1) \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot (-1)}{(i_{1g}^4 - i_{1g}) \cdot z_3}, \quad (3.23)$$

Число зубів сателіта 3' знаходимо з умови співвісності:

$$z_{3'} = \frac{z_8 - z_4}{2}, \quad (3.24)$$

Отримані числа зубів зв'язані наступними залежностями:

$$z_8 = z_4 + 2 \cdot z_{3'}, \quad (3.25)$$

$$z_7 = z_4 + z_{3'} \cdot z_5, \quad (3.26)$$

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_{3'}, \quad (3.27)$$

Остаточні значення чисел зубів приймаємо після перевірки дотримання умов співвісності, збірки і сусідства для ПС УБДМ:

- умова співвісності, відповідно, для першого, другого і третього планетарних рядів

$$z_6 - z_1 = 2 \cdot z_2, \quad (3.28)$$

$$z_7 - z_3 = z_2 + z_3 = z_1 + z_2, \quad (3.29)$$

$$z_8 - z_4 = 2 \cdot z_{3'}, \quad (3.30)$$

- умова складання, відповідно, для першого і третього планетарних рядів

$$z_6 + z_1 = k \cdot A, \quad (3.31)$$

$$z_7 - z_3 = k \cdot A, \quad (3.32)$$

$$z_8 + z_4 = k \cdot A, \quad (3.33)$$

- умова сусідства, відповідно, для першого, другого і третього планетарних рядів

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{k}, \quad (3.34)$$

$$z_1 + z_2 + 2 < z_7 - 2, \quad (3.35)$$

$$z_{3'} + 2 < (z_4 + z_{3'}) \cdot \sin \frac{\pi}{k}, \quad (3.36)$$

### 3.3 Область існування передаточних чисел модуля ПС УБДМ

Для реалізації оптимальної гами передаточних чисел в АПКП необхідно визначити залежність діапазону реалізованих передаточних чисел в самій ПС УБДМ. Це пояснюється тим, що ПС є модулем АПКП і ще сам модуль може бути реалізований як п'ятиступінчаста АПКП.

Досягається визначенням передавальних чисел АКП  $i$ , від характеристик диференціальних механізмів  $i_{16}, i_{18}$  (саме ці диференціальні механізми є основою для створення ПС) і  $A$ , де  $i_i = f(i_{16}/i_{18})$ ,  $i_i = f(A)$ ,  $i_{16}, i_{18} = f(A)$ .

Як уже зазначалося, наявність трьох сателітів в першому, третьому рядах, шести сателітів в шестеренному ряді обумовлює необхідність розміщення їх осей на однакових міжцентрових відстанях у всіх трьох ПР, що забезпечується тільки при однаковому цілому числі  $A$ .

У зв'язку з вищевикладеним визначаються діапазони всієї гамми передаточних чисел АПКП при різних  $A$ .

Знаючи вихідну гаму передавальних чисел АПКП, розраховуються необхідні внутрішні передаточні відношення ПС УБДМ, при дотриманні яких буде забезпечуватися рішення даного завдання.

Задається діапазон чисел зубів сонячної центральної шестерні,  $z_1 = z_{\min} \geq 12 \div 14$  до,  $z_1 = z_{\max} \leq 36 \div 45$  за умови  $k = 3$ , і виходячи з кінематичної схеми першого, другого, третього і четвертого диференціальних механізмів, розраховуємо діапазон передаточних чисел (характеристики диференціальних механізмів)  $i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14}$ , в залежності від  $A$ .

У таблиці 3.1 наведені реалізовані гами передавальних чисел ПС УБДМ в залежності від максимального і мінімального кроку передач  $(q_{\min}, q_{\max})$  при  $A = 26 \div 50$ .

Таблиця 3.1 – Результати Розрахунку ПС УБДМ

Ціле число, А	Крок передач, $\varphi_{\max}$	Передаточні числа					Крок передач, $\varphi_{\min}$	Передаточні числа				
		$i_I$	$i_{II}$	$i_{III}$	$i_{IV}$	$i_{3x}$		$i_I$	$i_{II}$	$i_{III}$	$i_{IV}$	$i_{3x}$
26	1,620	4,25	2,50	1,55	1,00	-5,67	1,468	2,44	1,81	1,38	1,00	11,00
28	1,655	4,50	2,70	1,64	1,00	-4,50	1,443	2,40	1,71	1,33	1,00	12,00
30	1,682	4,75	2,75	1,58	1,00	-4,75	1,465	2,36	1,77	1,30	1,00	8,67
32	1,712	5,00	2,75	1,67	1,00	-4,00	1,442	2,33	1,73	1,33	1,00	9,33
34	1,738	5,25	3,00	1,75	1,00	-4,20	1,462	2,31	1,75	1,30	1,00	10,00
36	1,766	5,50	3,00	1,69	1,00	-3,67	1,442	2,29	1,72	1,33	1,00	10,67
38	1,792	5,75	3,25	1,77	1,00	-3,83	1,460	2,27	1,70	1,31	1,00	11,33
40	1,818	6,00	3,25	1,85	1,00	-3,43	1,442	2,25	1,68	1,29	1,00	12,00
42	1,843	6,25	3,25	1,79	1,00	-3,57	1,458	2,24	1,72	1,31	1,00	12,67
44	1,866	6,50	3,50	1,86	1,00	-3,25	1,442	2,22	1,71	1,29	1,00	13,33
46	1,891	6,75	3,50	1,80	1,00	-3,00	1,457	2,21	1,69	1,31	1,00	14,00
48	1,914	7,00	3,50	1,87	1,00	-2,80	1,442	2,20	1,68	1,29	1,00	14,67
50	1,936	7,25	3,75	1,93	1,00	-2,64	1,456	2,19	1,67	1,31	1,00	15,33

На основі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки:

- в АПКП на основі модуля ПС розбивка передаточних чисел не відповідає заданій гамі передаточних відносин, так як друга, третя передача і передача заднього ходу реалізуються з відносно великою похибкою, через що крок між передачами не відповідає вихідному значенню;

- при  $A = 26 \div 38$  значення заднього ходу прийнятне, а починаючи з  $A = 40$  не

відповідає необхідним, так як задня передача реалізується з великою похибкою;

- також значення задньої передачі може стати неприйнятним при забезпеченні більш гармонійного ряду передаточних чисел.

І це пояснюється тим, що параметри 4-го диференціального механізму в пряму залежать від параметрів третього планетарного ряду, і ця залежність не дає отримати третю передачу, відповідну заданому значенням.

Взаємозв'язок диференціальних механізмів в ПС тягне за собою взаємний вплив на число зубів ПС, які в свою чергу впливають на передаточні чи-

сла, так як зміна чисел в одному ПР без зміни чисел зубів в іншому ПС не дає можливості реалізувати необхідні передаточні числа АПКП.

У зв'язку з цими причинами, необхідно в модулі ПС УБДМ реалізувати змішане зачеплення в першому і в третьому планетарних рядах, параметри яких впливають на передаточні числа і дають відносно більше похибки в порівнянні із заданою гамою передаточних чисел.

На підставі структурної схеми ПС УБДМ побудовані кінематичні схеми модуля, де перший і третій планетарні ряди виконані зі змішаним зачепленням, кінематична схема якої зображена на малюнку 3.5.

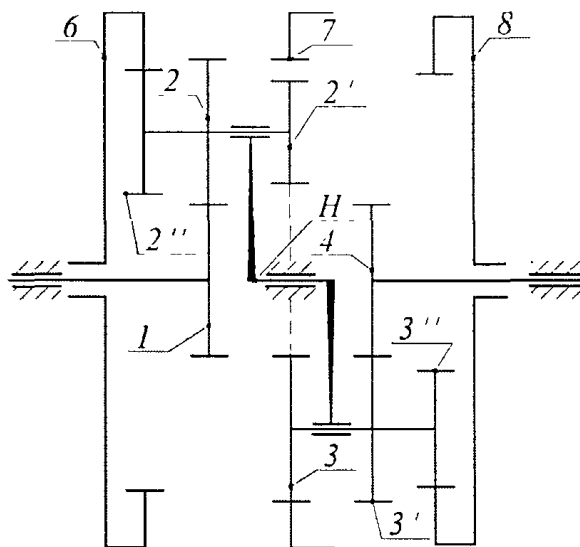


Рисунок 3.3 – Модуль ПС УБДМ зі змішаним зачепленням першого і третього планетарних рядів

Перший планетарний ряд ПС УБДМ (зі змішаним зачепленням) складається з сонячної центральної шестерні 1, водила  $H$  сателітів 2-2'' і коронного колеса 6. Другий планетарний ряд складається з водила  $H$  сателіта 5 і коронного колеса 7. Третій планетарний ряд складається з сонячної центральної шестерні 4, водила  $H$  сателітів 3'-3'' і коронного колеса 8.

Результати синтезу (гамма передаточних чисел) по передаточним числам АПКП на основі УБДМ зі змішаним зачепленням першого і третього планетарних рядів приведені в табл. 3.2

Таблиця 3.2 – Результати Розрахунку ПС УБДМ

Ціле число, А	Крок передач, $q_{\max}$	Передаточні числа					Крок передач, $q_{\min}$	Передаточні числа				
		$i_I$	$i_{II}$	$i_{III}$	$i_{IV}$	$i_{зХ}$		$i_I$	$i_{II}$	$i_{III}$	$i_{IV}$	$i_{зХ}$
26	1,689	4,25	2,27	2,13	1,00	-5,67	1,350	2,44	1,76	1,22	1,00	11,00
28	1,750	4,50	2,25	2,25	1,00	-4,50	1,343	2,40	1,71	1,20	1,00	12,00
30	1,792	4,75	2,38	2,38	1,00	-4,75	1,337	2,36	1,73	1,18	1,00	8,67
32	1,805	5,00	2,50	2,35	1,00	-4,00	1,331	2,33	1,70	1,17	1,00	9,33
34	1,844	5,25	2,63	2,47	1,00	-4,20	1,328	2,31	1,67	1,15	1,00	10,00
36	1,856	5,50	2,75	2,44	1,00	-3,67	1,325	2,29	1,64	1,14	1,00	10,67
38	1,894	5,75	2,88	2,56	1,00	-3,83	1,322	2,27	1,62	1,13	1,00	11,33
40	1,905	6,00	3,00	2,53	1,00	-3,43	1,317	2,25	1,60	1,13	1,00	12,00
42	1,939	6,25	3,13	2,63	1,00	-3,57	1,316	2,24	1,58	1,12	1,00	12,67
44	1,950	6,50	3,25	2,60	1,00	-3,25	1,313	2,22	1,57	1,11	1,00	13,33
46	1,961	6,75	3,38	2,57	1,00	-3,00	1,311	2,21	1,56	1,11	1,00	14,00
48	1,974	7,00	3,50	2,55	1,00	-2,80	1,310	2,20	1,54	1,10	1,00	14,67
50	1,986	7,25	3,63	2,52	1,00	-2,64	1,307	2,19	1,53	1,10	1,00	15,33

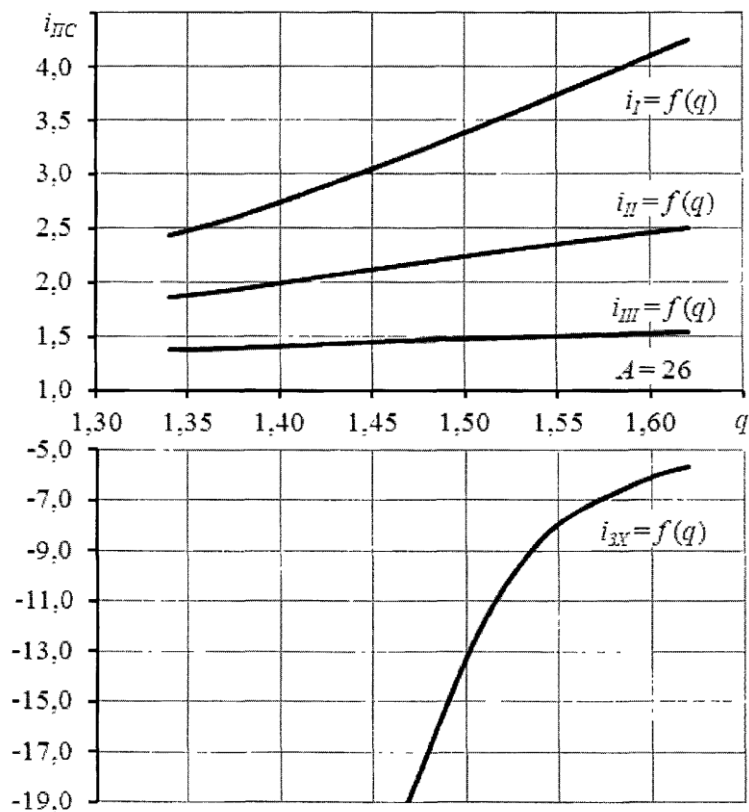


Рисунок 3.4 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 26$  (область існування)

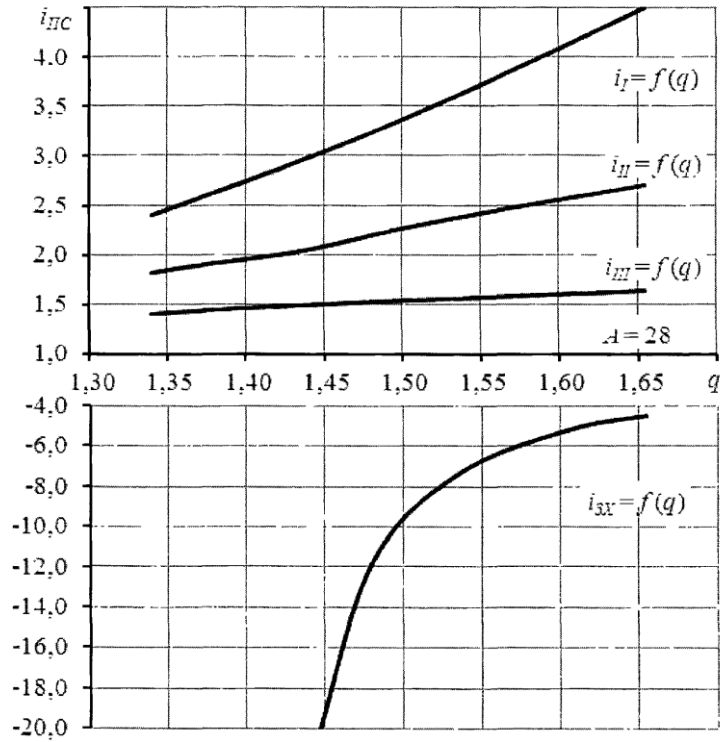


Рисунок 3.5 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 28$

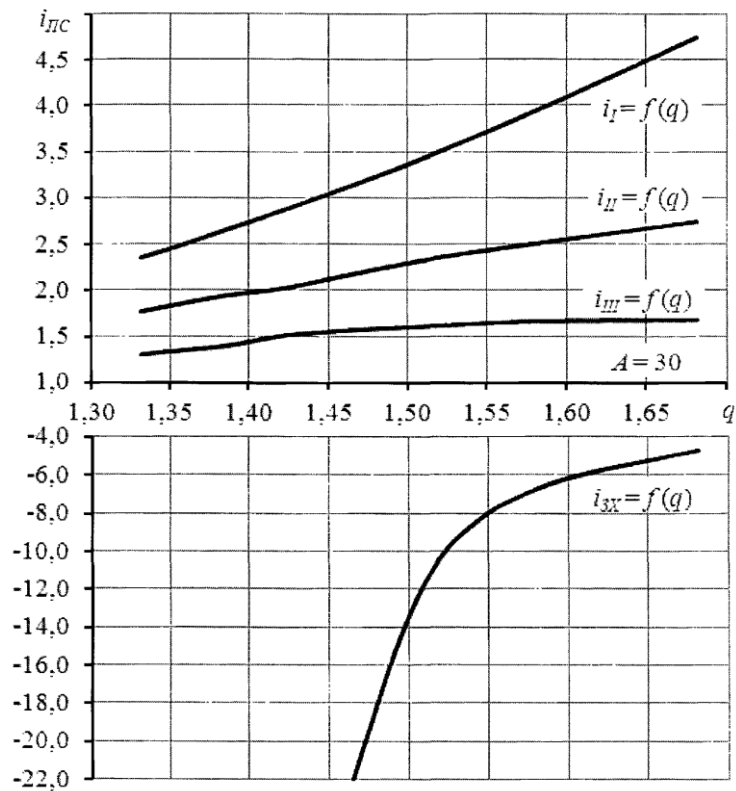


Рисунок 3.6 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 30$

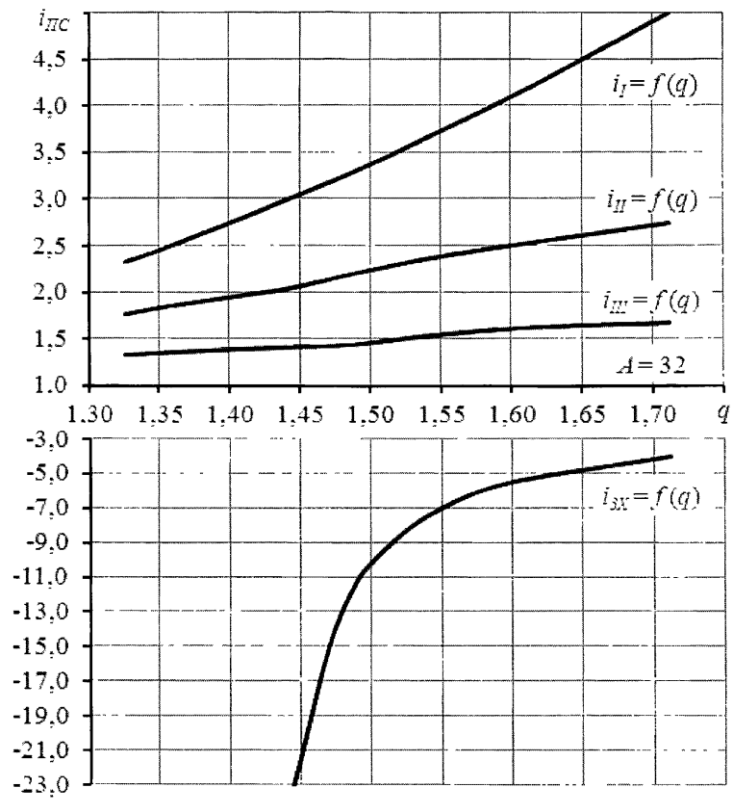


Рисунок 3.7 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 32$

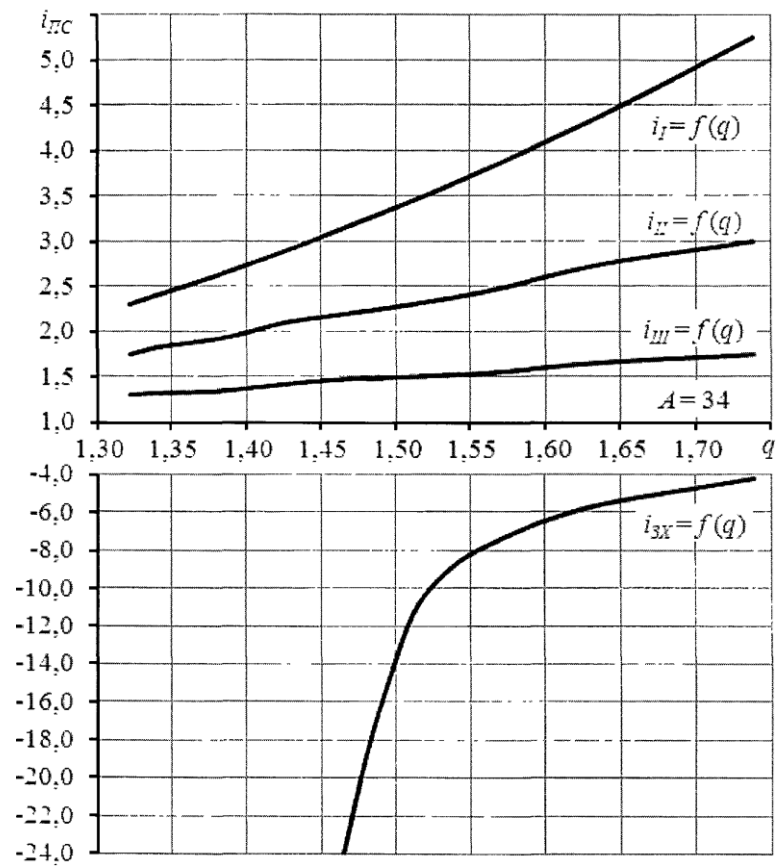


Рисунок 3.8 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 34$

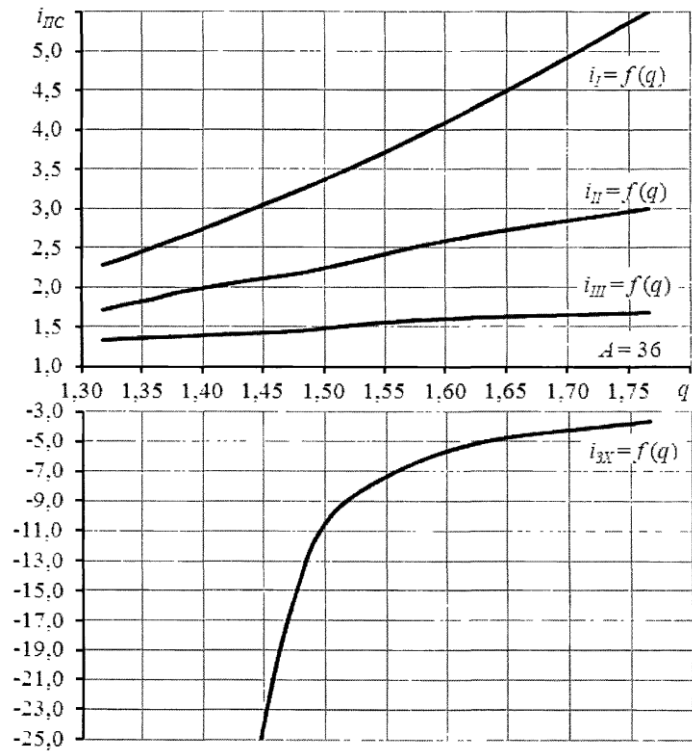


Рисунок 3.9 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 36$

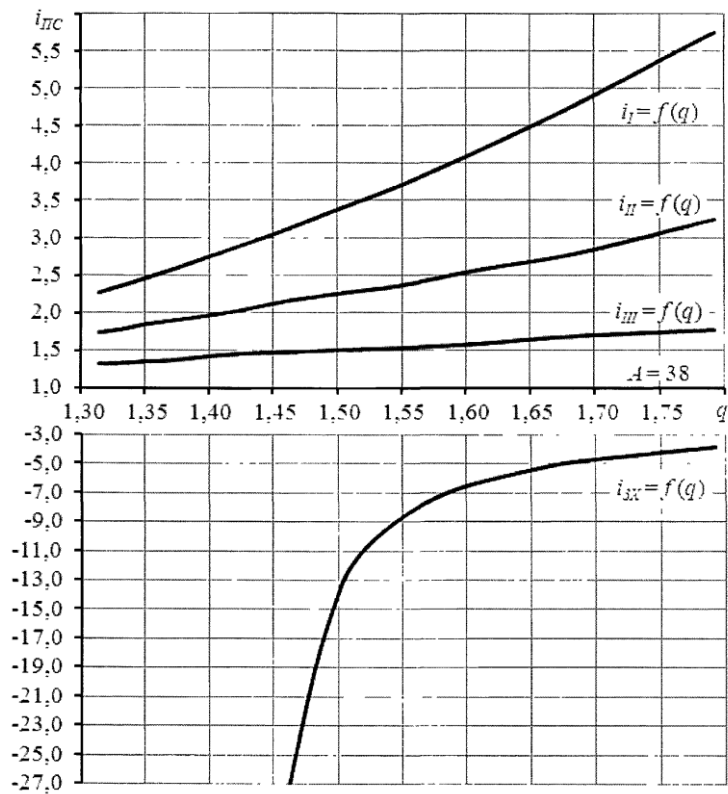


Рисунок 3.10 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 38$



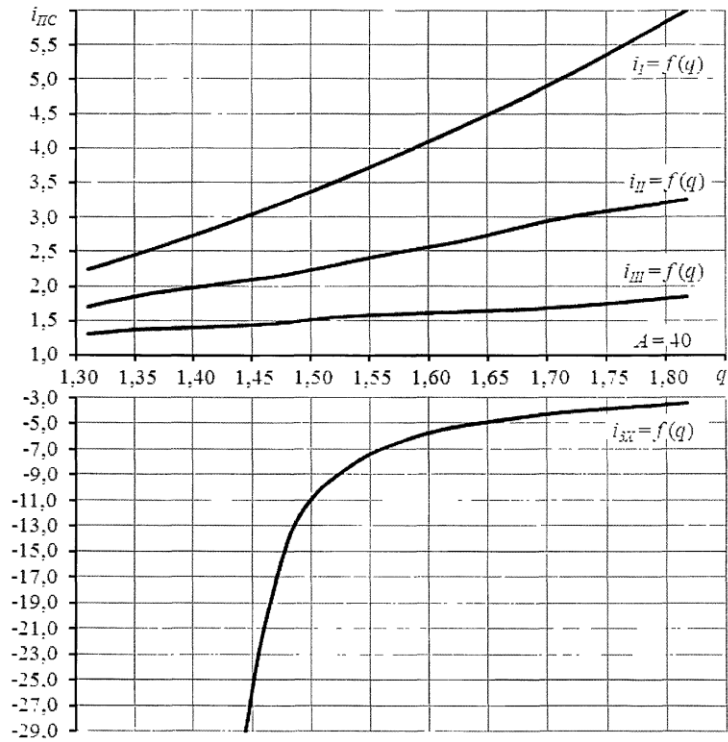


Рисунок 3.11 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 40$

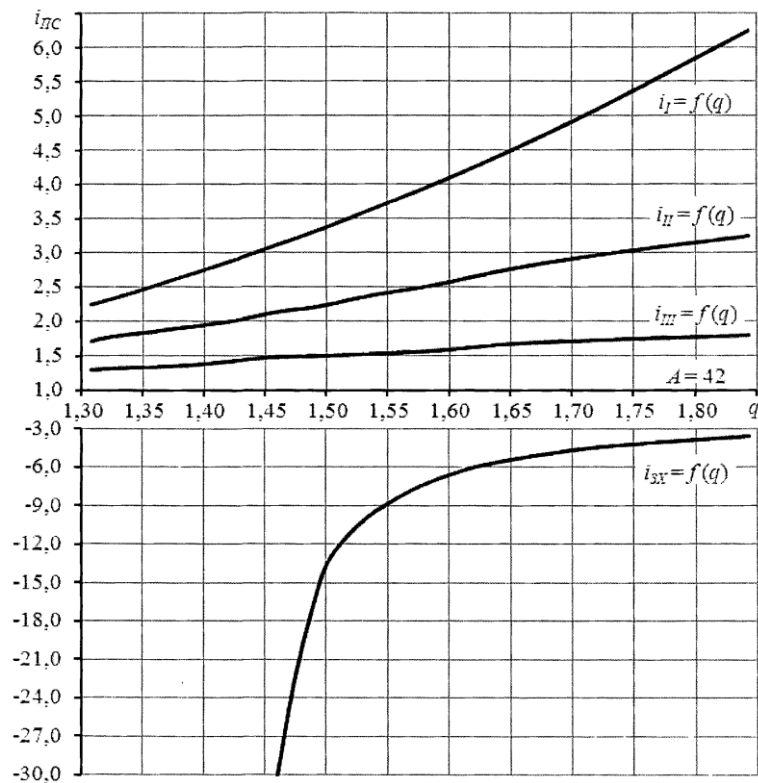


Рисунок 3.12 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 42$

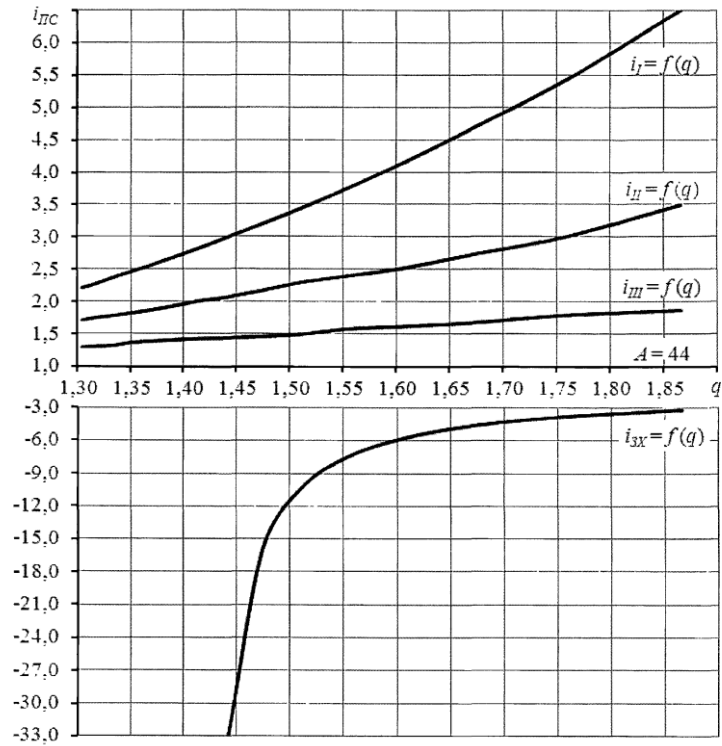


Рисунок 3.13 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A=44$

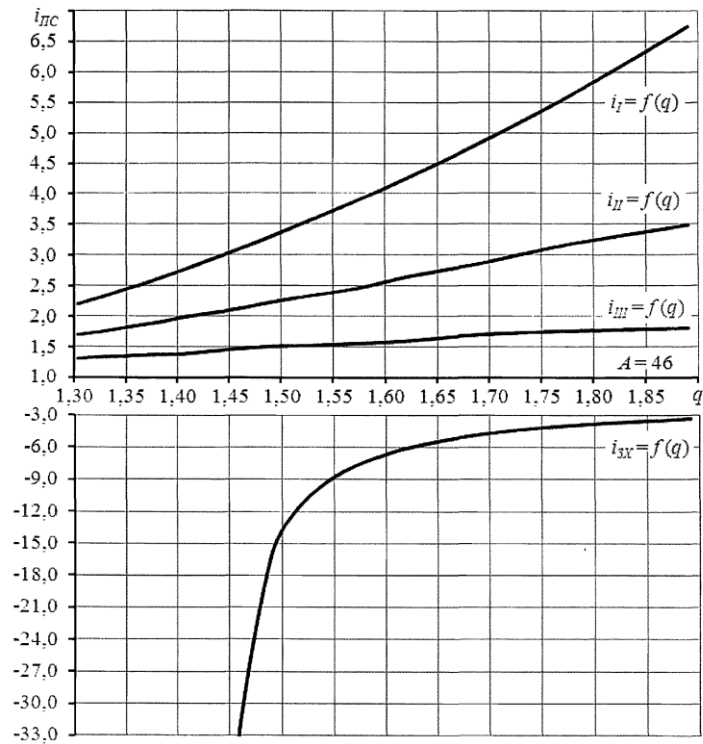


Рисунок 3.14 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A=46$

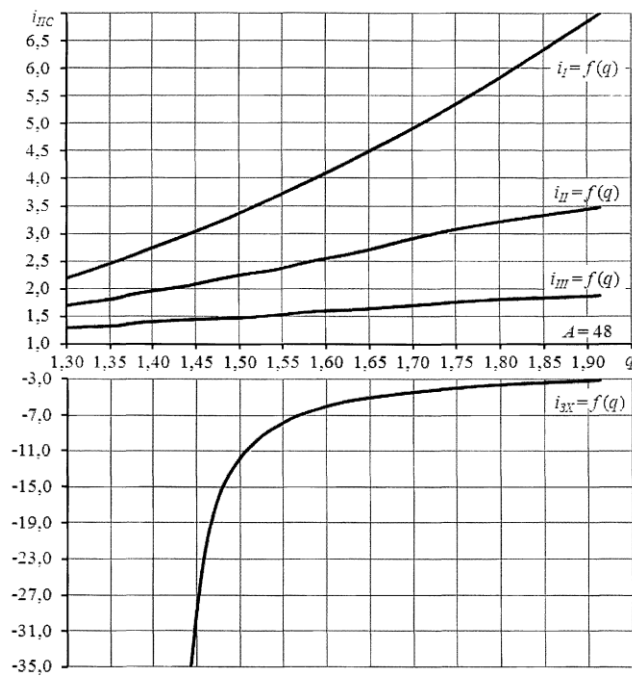


Рисунок 3.15 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 48$

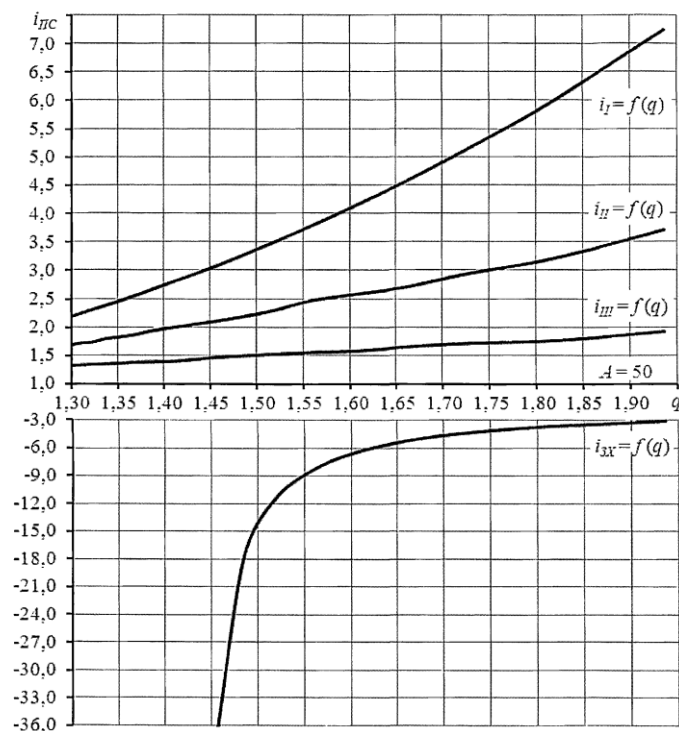


Рисунок 3.16 – Діапазон передаточних чисел  $i_{nc}$  в залежності від кроку  $q$  при  $A = 50$

Таким чином, синтез модуля ПС УБДМ показав, що більш перспективними і які мають гармонійніший ряд передаточних чисел є АПКП з модулем УБДМ зі змішаним зачепленням першого, третього планетарних рядів. Можливість отримання передаточних чисел АПКП дуже близьких до заданої гами

в даній схемі, реалізується за рахунок можливості варіювати значеннями передаточних чисел при гальмуванні коронного колеса 6 і центральної сонячної шестерні 4.

### **Висновки до розділу**

1. Таким чином, синтез модуля ПС УБДМ показав, що більш перспективними і володіють гармонійним рядом передаточних чисел є АКП з модулем ПС УБДМ зі змішаним зачепленням першого, третього планетарних рядів. Можливість отримання передаточних чисел АКП, дуже близьких до заданої гамі в даній схемі, реалізується за рахунок можливості варіювати значеннями передаточних чисел при гальмуванні коронного колеса 6 і центральної сонячної шестерні 4.

2. В ПС рух від вхідної до вихідної ланки здійснюється за рахунок переносного руху водила і відносних кутових швидкостей ланок диференціального механізму, що передбачає відсутність циркулюючих потужностей і високий ККД за рахунок коротких кінематичних ланцюгів, переносного руху і відносно низьких кутових швидкостей.

3. Розроблені формули розрахунку ККД на основі методу проф. Крейнес М.А. і положень теорії механізмів і машин для ПС УБДМ дають ідентичні результати розрахунку. Необхідно відзначити, що метод, запропонований Крейнесом А.М., кращий для розрахунку ККД планетарних систем зі складною кінематичною схемою. Отримані формули розрахунку ККД рекомендуються для практичного застосування з метою визначення втрат потужності в автоматичних коробках передач, створених на базі ПС УБДМ.

4. Вибір числа передач і призначення величин передаточних чисел АКП враховує розбивку діапазону по геометричній прогресії, що відповідає вимозі найбільш повного використання потужності двигуна. Воно засноване на аналізі тягово-динамічної характеристики автомобіля. Збільшення числа передач пов'язане з різким зростанням складності АКП, а при зменшенні - зменшується діапазон швидкостей руху автомобіля.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ККД МАКЕТНОГО ЗРАЗКА МОДУЛЯ ПС УБДМ

#### 4.1 Експериментальні стендові випробування і визначення ККД макетного зразка модуля ПС УБДМ

Для проведення стендових випробувань виникла необхідність проектування і виготовлення випробувального стенду, що дозволяє в повному обсязі здійснити завдання проведених досліджень, а саме, визначення ККД макетного зразка ПС УБДМ на кожній передачі.

Аналіз методів стендових випробувань і конструкції стендів стосовно до конкретних умов показали, що установки із замкнутим силовим контуром мають істотні переваги: компактність і високу економічність, обумовлену використанням для навантаження випробовуваних механізмів внутрішніх сил пружності замкнутого силового контуру. Але в основному ці стенди використовуються ефективно при великих обсягах дослідних робіт, що виконуються на них, або для проведення на цих стендах обкатки готової продукції машинобудівних підприємств.

Розірвані стенди можуть бути в трьох варіантах:

- розімкнутий стенд при балансірній установці двигуна і гальма - цей стенд зручний при використанні електродвигуна, балансування якого є нескладною, але при цьому стенд виходить вельми громіздким внаслідок великих потужностей, на які розраховані досвідчені коробки;

- розімкнутий стенд з жорстким кріпленням двигуна і коробки передач і балансірним кріпленням гальма має істотний недолік, який полягає в великих погрішності при вимірюванні величин, до того ж двигун під час випробувань на даному стенді повинен працювати в сталому режимі, а характеристика двигуна на цьому ж режимі повинна бути відома з попередніх випробувань;

- розімкнутий стенд з балансірній установкою коробки передач і гальма дозволяє набути найбільш точних значень вимірюваних величин.

Макетний зразок модуля ПС УМ ДМ при невеликій потужності дозволяє отримати характеристики механізму для перевірки теоретичних положень дисертації, що в принципі може бути реалізовано на випробувальному стенді по розімкнутій схемою.

Виходячи з вищевикладеного був спроектований і виготовлений випробувальний стенд, виконаний за розімкнутої схемою з приводом від жорстко закріпленого електродвигуна і балансірній установкою корпусу макетного зразка модуля ПС УБДМ і гальмівного механізму.

На рис. 4.1 представлені структурна схема створеного стенду і його загальний вигляд, відповідно.

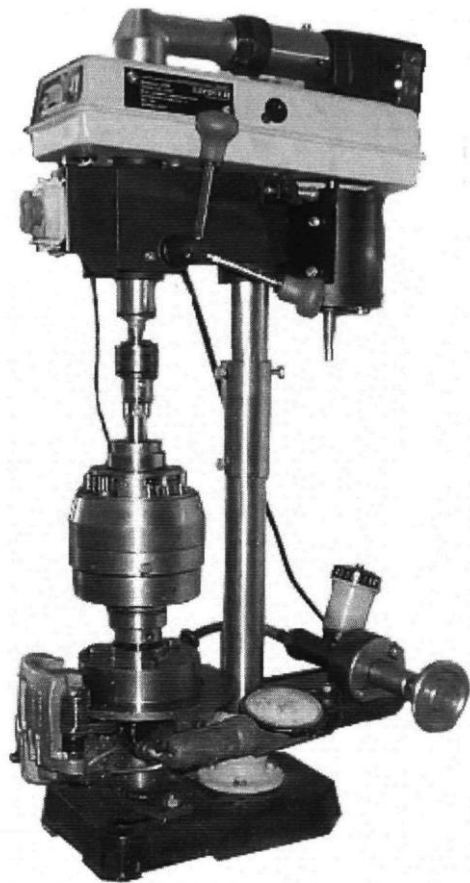
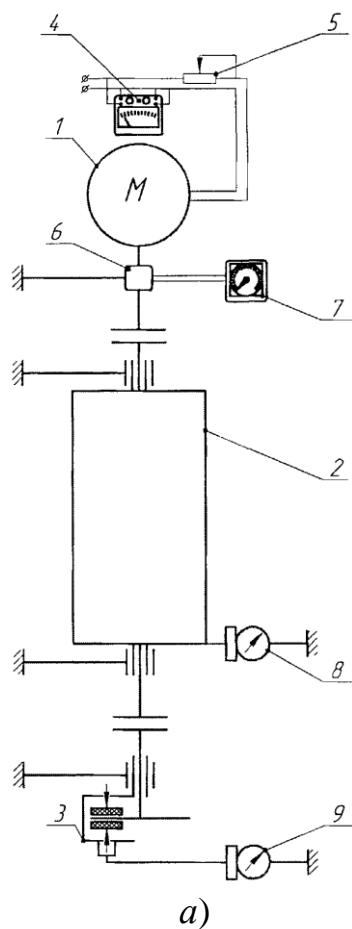


Рисунок 4.1 – Структурна схема створеного стенду *a)*: 1 - електродвигун; 2 - випробовуваний макетний модуль АКП ПС У МДМ; 3 - гальмівний пристрій; 4 - ватметр; 5 - реостат; 6 - датчик імпульсів; 7 - тахометр; 8, 9 - ва-

говий пристрій; б): загальний вигляд стенда для досліджень макетного зразка модуля ПС УБДМ

Стенд (рис. 4.1) складається з досліджуваного макетного зразка модуля ПС УБДМ, вхідний вал якого з'єднаний з електродвигуном, а вихідний вал пов'язаний з гальмівним механізмом і приладів для вимірювання.

В процесі роботи на макетний зразок діють такі обертаючі моменти при відповідних частотах обертання ведучого і веденого валів:  $M_{\text{підв}}$  - підведений момент до ведучого валу макетного зразка;  $M_{\text{відв}}$  - відведений момент від веденого валу макетного зразка;  $M_{\text{реакт}}$  - реактивний момент на корпусі макетного зразка, визначає величину гальмівного моменту, необхідного для повної зупинки ланки, який повинен бути загальмований для реалізації певної передачі;  $n_{\text{вч}}$  та  $n_{\text{вн}}$  частота обертання, відповідно, ведучої і веденої ланок макетного зразка.

ККД досліджуваного макетного зразка модуля ПС УБДМ визначається за такою загальновідомою залежністю:

$$\eta_q = \frac{N_{\text{відв}}}{N_{\text{підв}}} = \frac{M_{\text{відв}} \cdot n_{\text{вн}}}{M_{\text{підв}} \cdot n_{\text{вч}}}, \quad (4.1)$$

де  $N_{\text{відв}}$  та  $N_{\text{підв}}$  - потужність, відповідно, відведена від макетного зразка і підводиться до нього.

З рівняння (4.1) очевидно, що для визначення ККД макетного зразка необхідно знати значення всіх вхідних параметрів рівняння для кожного режиму роботи.

Методика проведення експерименту по визначенню ККД макетного зразка модуля ПС УБДМ полягає в наступному. Всі дослідження проводяться при номінальних режимах роботи електродвигуна на кожній передачі досліджуваного макетного зразка, заміряються необхідні параметри за результатами випробувань графічно зображуються залежності розрахункового та експериментального ККД від передаточних чисел макетного зразка модуля.

Для включення першої передачі переднього ходу необхідно загальмувати водило Н, при цьому макетний зразок модуля ПС УБДМ працює як ряд-

ний редуктор. Крутний момент передається від сонячної центральної шестерні 1 першого планетарного ряду на зчеплені трьох вінцеві сателіти 2''-2-2', 3-3'-3'', які пов'язані з коронним колесом 8 третього планетарного ряду, який є вихідною ланкою. На малюнку 4.4 представлена кінематична схема реалізації першої передачі на стенді.

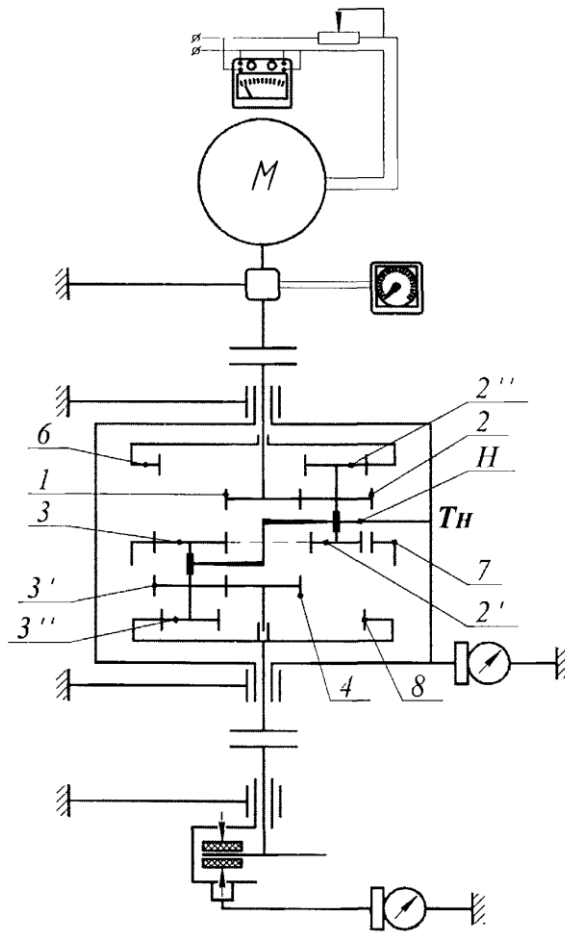


Рисунок 4.2 – Кінематична схема при загальмованому водилі Н

При перемиканні на другу передачу переднього ходу гальмо водила Н від'єднується і гальмується коронне колесо 6 першого планетарного ряду. Крутний момент від сонячної центральної шестерні 1 передається до коронного колеса 8 третього планетарного ряду макетного зразка модуля ПС УБДМ через водило Н, що здійснює переносний рух, і сателіти 2''-2-2', 3-3'-3'' здійснюють відносний рух. на малюнку 4.7 представлена кінематична схема реалізації другої передачі на стенді.



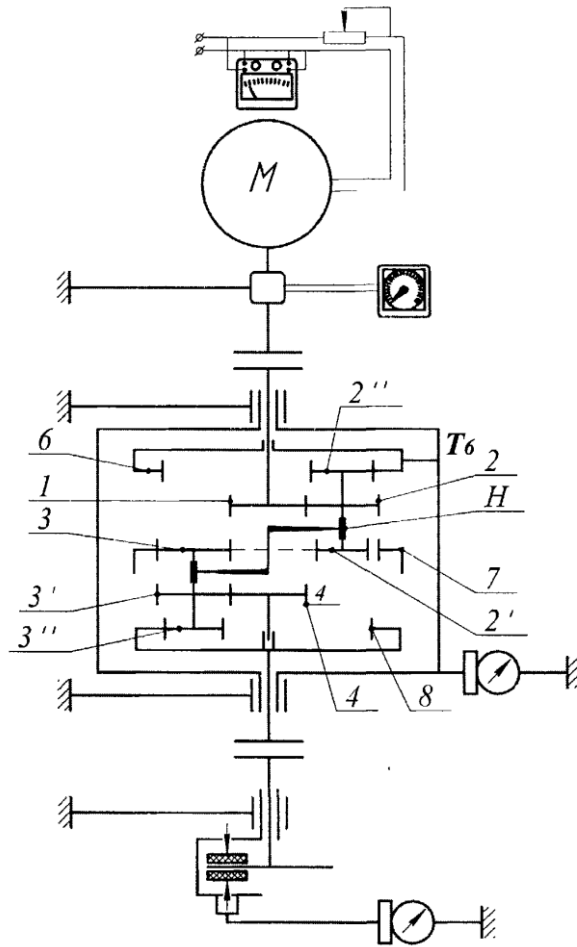


Рисунок 4.3 – Кінематична схема при загальмованому коронному колесі 6

Варіант конструкції макетного зразка модуля ПС УБДМ, призначеного для задньопривідних автомобілів, передбачає використання додаткового диференціального механізму з внутрішнім передаточним відношенням, рівним одиниці, так як сонячна центральна шестерня 4 третього планетарного ряду макетного зразка модуля знаходиться всередині нього, що ускладнює можливість прямого гальмування даної ланки.

Додатковий планетарний ряд складається з сонячної центральній шестерні 8', з'єднаної з коронним колесом 8 третього планетарного ряду, водила 4', сполученого з сонячної центральній шестернею 4 третього планетарного ряду модуля, сателітів 9-9', сонячної центральній шестерні 10, що є вихідним ланкою макетного зразка модуля ПС УБДМ, що забезпечує можливість гальмування сонячної центральній шестерні 4 за рахунок з'єднання водила 4' з корпусом макетного зразка модуля.

У додатковому диференціальному механізмі з внутрішнім передаточним відношенням, рівним одиниці, крутний момент на водилі дорівнює нулю, тому його гальмування не впливає на величину переданого силового потоку від ланки 8 до ланки 10, незалежно від того, має чи воно швидкість, рівну нулю, або будь-яку іншу, обертаючись з ланками модуля при розгальмованому водилі. Це відповідає кінематичному рівнянню диференціальних механізмів:

$$n_8 = n_{\dot{8}} = n_{10} \cdot i_{810} + n_4 \cdot (1 - i_{810}); \quad (4.2)$$

де  $n_4, n_{\dot{8}}, n_{10}$  – частоти обертання водила 4 і сонячних центральних шестерень 8, 10 додаткового диференціального механізму, відповідно;  $i_{810} = 1$  – внутрішнє передавальне відношення додаткового диференціального механізму.

Після підстановки  $i_{810} = 1$  рівняння (4.2) приймає вид:

$$n_8 = n_{\dot{8}} = n_{10} \quad (4.3)$$

При перемиканні на третю передачу переднього ходу гальмо коронного колеса 6 першого планетарного ряду від'єднується і гальмується водило 4, що, відповідно, зупиняє сонячну центральну шестерню 4.

Крутний момент з сонячної центральної шестерні 1 першого планетарного ряду передається на водило  $H$ , де при гальмуванні сонячної центральної шестерні 4 третього планетарного ряду сателіти, обкативая її, передають крутний момент на вихідну ланку коробки передач на малюнку 4.6 представлена кінематична схема реалізації третьої передачі на стенді.



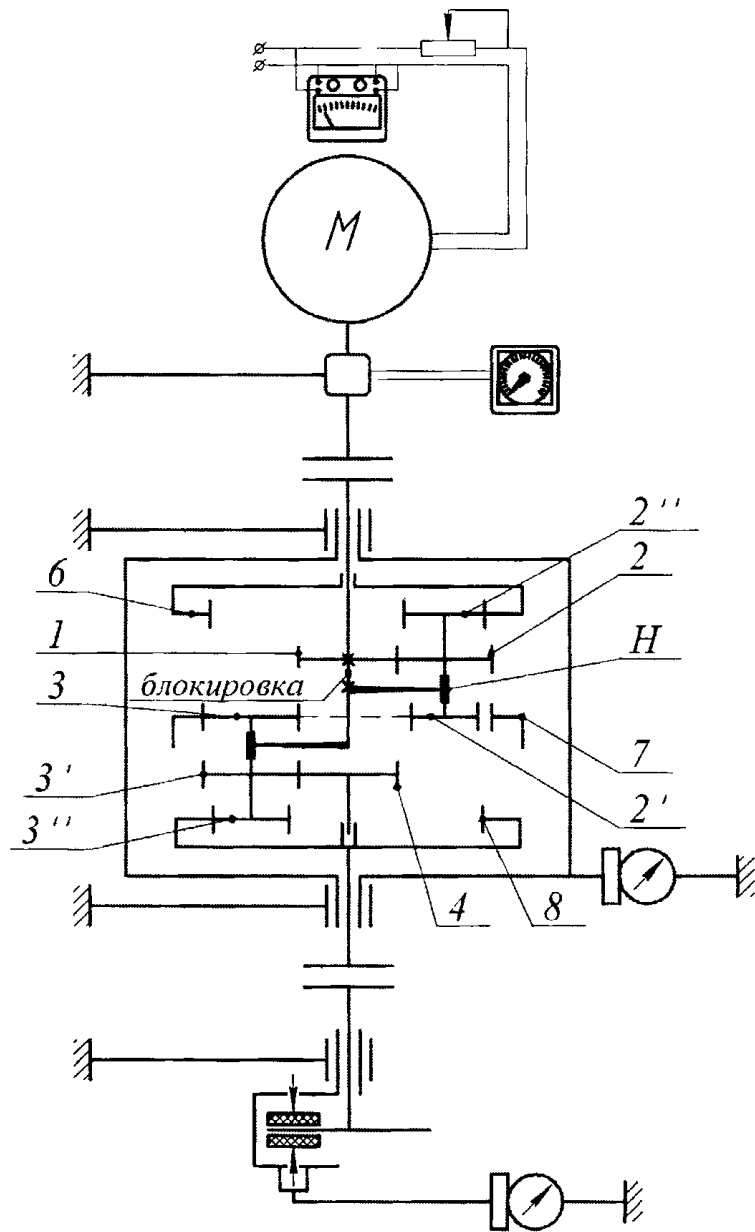


Рисунок 4.7 – Кінематична схема при блокуванні модуля (пряма передача)

При перемиканні на задню передачу необхідно загальмувати коронне колесо 7 другого планетарного ряду. При цьому передаточне відношення / 17 має позитивне значення, а крутний момент який передається від сонячної центральної шестерні 1 першого планетарного ряду на вихідну ланку 8 має від'ємне значення. На рис. 4.8 представлена кінематична схема реалізації заднього ходу на стенді.

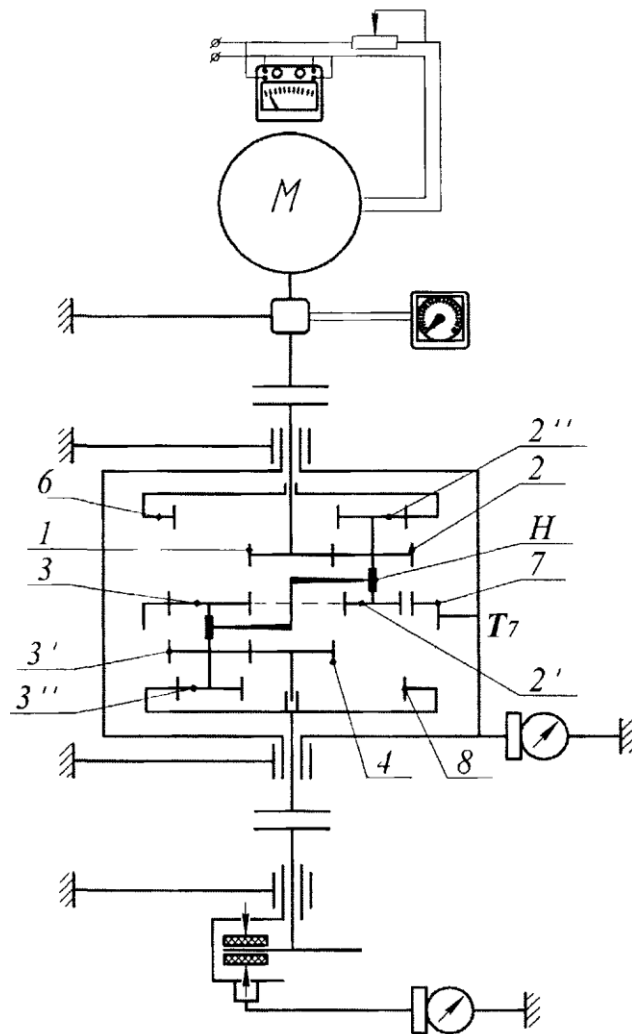


Рисунок 4.8 – Кінематична схема при загальмованому коронному колесі 7 (Передача заднього ходу)

Результати стендових вимірювань наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Стендові виміри досліджуваного макетного зразка ПС УБДМ

Передаточне число	Частота обертання, об/хв		Підведена потужність, $N_{\text{підв}}, \text{Вт}$	Відведений момент, $M_{\text{вн}}, \text{Нм}$	Реактивний момент, $M_{\text{реакт}}, \text{Нм}$
	$n_{\text{вч}}$	$n_{\text{вн}}$			
$i_I = i_{18}^H = 4,50$	600	133	330	21,98	17,45
$i_{II} = i_{18}^6 = 2,70$	600	222	330	13,32	17,30
$i_{III} = i_{18}^4 = 1,64$	600	366	330	8,24	5,01
$i_{IV} = i_{18}^{6л} = 1,00$	600	600	330	5,17	-
$i_{\text{зх}} = i_{18}^7 = -4,50$	600	133	330	22,27	13,86

За заміряними величинами розраховуються:

- 1) підведений момент до ПС УБДМ  $M_{BH}$  - Нм;
- 2) відведена потужність на відомому валу досліджуваного дослідного зразка,  $N_{відв}$  – Вт
- 3) ККД досліджуваного макетного зразка модуля ПС УБДМ.

Результати розрахунків стендових вимірювань наведені в табл. 4.2

Таблиця 4.2 – Результати стендових вимірювань

Передаточне число	Потужність, Вт		Обертальний момент		ККД, $\eta_q$
	$N_{підв}$	$N_{відв}$	$M_{підв}$	$M_{відв}$	
$i_I = i_{18}^H = 4,50$	330	301,6	5,25	21,98	17,45
$i_{II} = i_{18}^6 = 2,70$	330	309,5	5,25	13,32	17,30
$i_{III} = i_{18}^4 = 1,64$	330	315,5	5,25	8,24	5,01
$i_{IV} = i_{18}^{6л} = 1,00$	330	325,1	5,25	5,17	-
$i_{зх} = i_{18}^7 = -4,50$	330	310,1	5,25	22,27	13,86

На підставі розрахункових даних і результатів стендових випробувань побудовані графіки ККД макетного зразка модуля ПС УБДМ (рис. 4.9).

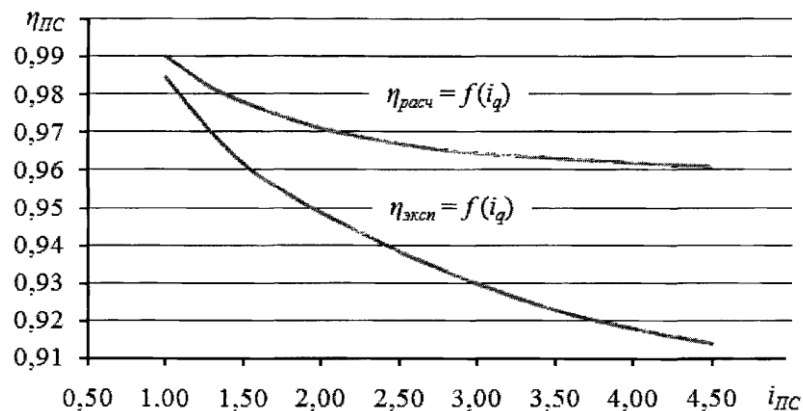


Рисунок 4.9 – Графіки ККД розрахунковий та експериментальний

### Висновки до розділу

1. На початковому етапі для здійснення експериментальних досліджень був створений макетний зразок ПС УБДМ, що дозволяє проектувати АКП

різного призначення і для різних режимів роботи, вирішуючи технічні завдання щодо поліпшення характеристик трансмісій транспортних засобів і досягнення технічних результатів

2. Виходячи з вищевикладеного був спроектований і виготовлений випробувальний стенд, виконаний за розімкнутої схемою з приводом від жорстко закріпленого електродвигуна і балансируною установкою корпусу макетного зразка модуля ПС УБДМ і гальмівного механізму.

3. Проведено експериментальні дослідження на макетному зразку модуля ПС УБДМ, де при невеликій потужності дозволило отримати характеристики механізму для перевірки теоретичних положень роботи.

4. Результати теоретичних, розрахункових і експериментальних досліджень, були покладені в основу розроблених конструкцій коробок передач для передньопривідного і задньопривідного легкового автомобіля.

## РОЗДІЛ 5

### ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

#### **5.1 Загальні положення охорони праці при збиранні, встановленні, обслуговуванні і експлуатації впровадженого пристрою варіатора**

В умовах сучасного виробництва забезпечення охорони праці є сферою людської діяльності, цілісною системою знань про людину, суспільство, виробничі відносини, методи і засоби захисту людини від впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що має свою логіку. Призначення охорони праці полягає у захисті робітників від впливу небезпечних і шкідливих виробничих чинників.

Охорона праці вивчається з метою формування в майбутніх фахівців необхідного в їхній професійній діяльності рівня знань в галузі правових, технічних, технологічних і організаційних питань охорони праці, виробничої гігієни і санітарії, пожежної безпеки, визначеного відповідними державними стандартами освіти, а також з метою реалізації на практиці принципу пріоритету життя і здоров'я працівників стосовно результатів виробничої діяльності підприємств.

У процесі трудової діяльності на людину впливає комплекс несприятливих факторів виробничого середовища, психофізіологічних і соціальних навантажень, у результаті впливу яких на організм працюючих, можливі травми і професійні захворювання.

При встановленні даного пристрою в коробку передач паралельно можуть виникати деякі труднощі пов'язані як із виготовленням так і з встановленням, монтажем і експлуатацією.

Персонал, котрий обслуговує даний механізм повинен мати достатній рівень кваліфікації, для того щоб запобігти виникненню несправності які трапляються через вину персоналу, який займається зборкою і обслуговуванням. Необхідно здійснювати ремонт і обслуговування автомобіля дотримуючись усіх заходів з техніки безпеки і також відповідних технологічних норм і



правил стосовно експлуатації даного механізму. Персонал повинен знати основи правил техніки безпеки перевірки технічного стану автомобілів, слюсарно-механічних робіт, робіт на механізованих засобах праці, зберіганні та поводженні з паливно- експлуатаційними матеріалами та ін.

До основних положень техніки безпеки належать:

## **5.2 Техніка безпеки і охорона праці при виконанні слюсарних робіт**

Нещасні випадки на виробництві – удари, поранення тощо – називають виробничим травматизмом, що найчастіше відбувається з двох причин: внаслідок недостатнього засвоєння працюючими виробничих навичок і відсутності необхідного досвіду в поводженні з інструментами та обладнанням, через невиконання правил безпечної праці та правил внутрішнього розпорядку.

Основними умовами безпечної роботи при виконанні слюсарних операцій є правильна організація робочого місця, користування лише справними інструментами, суворе дотримання виробничої дисципліни та вимог безпеки.

Усі частини верстатів і механізмів, що обертаються, а також оброблювані заготовки з частинами, що виступають, мусять мати захисні огороження.

Небезпеку становлять внутрішньозаводський автомобільний і безрейковий електротранспорт, ручні вагонетки, візки, а також рух робітників у вузьких проходах чи на шляхах, де працює вантажопідйомний транспорт.

Для транспорту, що рухається, встановлюють різні сигнали – звукові (дзвінки, сирени) і світлові (лампи різних кольорів – червоного, жовтого, зеленого), які треба знати і дотримувати.

При безпосередньому дотику до струмоведучих частин (вимикачів, рубильників тощо) чи до металевих предметів, які випадково виявилися під напругою, виникає небезпека ураження електричним струмом. У місцях, де є електричні установки, вивішують попереджувальні написи (наприклад, «Небезпечно!», «Під струмом!») або ставлять умовні знаки.

Електроінструменти слід підключати до електричної мережі з допомогою шлангового кабеля, який має спеціальну жилу, що служить для заземлення і занулення, через штепсельну розетку, одне гніздо якої з'єднано з землею чи з нульовим проводом. На штепсельній вилці контакт для з'єднання корпусу з землею роблять більшої довжини, ніж інші струмоведучі контакти. Завдяки такій будові при вмиканні електроінструмента спочатку відбувається заземлення чи занулення, а потім вмикаються струмоведучі контакти.

При роботі з електроінструментами слід застосовувати індивідуальні засоби захисту – гумові рукавички, калоші та килимки, ізолюючі підставки тощо.

До початку роботи треба:

- надягнувши спецодяг, перевірити, щоб у нього не було звисаючих кінців, рукава застебнути чи закатати вище ліктя;
- перевірити слюсарний верстак – він має бути міцним, стійким і відповідати зросту робітника;
- слюсарні лещата бути справними і міцно закріпленими на верстаку, ходовий гвинт обертатися в гайці легко; насічка на губках лещат бути якісною;
- підготувати робоче місце; звільнити потрібну для роботи площу, видаливши всі сторонні предмети;
- забезпечити достатню освітленість; заготовити і розкласти у відповідному порядку потрібні для роботи інструменти пристрої, матеріали тощо;
- перевірити справність інструментів, правильність їх заточки і доводки;
- при перевірці інструмента звернути увагу на те, щоб молотки мали рівну, ледь опуклу поверхню, були добре насажені на рукоятки і закріплені клином;

- зубила і крейцмейселі не мали зазубрив на робочій частині та гострих ребер на гранях;
- на пилки і шабери мають бути міцно насаджені рукоятки;
- перевірити справність робочого обладнання та його огороження;
- перед підняттям вантажів перевірити справність підйомних пристроїв (блоків, домкратів тощо),
- у всіх підйомних механізмів мають бути надійні гальмівні пристрої, а маса вантажу, що піднімається, не перевищувати вантажопідйомність механізму;
- вантажі слід надійно закріплювати міцними сталевими канатами або ланцюгами;
- не можна залишати вантаж у підвішеному стані після роботи; забороняється стояти і проходити під піднятим вантажем;
- не можна перевищувати граничні норми маси вантажів, що переносяться вручну.

Під час роботи:

- міцно затискати в лещатах деталь чи заготовку, а під час встановлення чи зняття її дотримуватися обережності, бо при падінні деталь може нанести травму;
- ошурки з верстака чи оброблюваної деталі видаляти лише щіткою;
- при рубанні металу зубилом враховувати, в який бік безпечніше для оточуючих спрямовувати частки, що відлітають, і встановити з цього боку захисну сітку; працювати лише в захисних окулярах; якщо за умовами роботи не можна застосовувати захисні окуляри, рубання виконувати так, щоб відрубані частки відлітали в той бік, де немає людей;
- не користуватися випадковими підставками чи несправними пристроями;

- не допускати забруднення одягу гасом, бензином, мастилом.
- Під час роботи пневматичним інструментом дотримуватися таких вимог:
  - при приєднанні до інструмента шланг попередньо перевірити і продути стиснутим повітрям;
  - не тримати пневматичний інструмент за шланг чи робочу частину;
  - не роз'єднувати шланги;
  - подавати повітря лише після встановлення інструмента в робоче положення.
- Після закінчення роботи:
  - ретельно прибрати робоче місце;
  - покласти інструмент, пристрої та матеріали на відповідні місця;
  - для попередження самозаймання промащеного ганчір'я та виникнення пожежі прибрати його в спеціальний металевий ящик з кришкою, що щільно зачиняється.

Основний запобіжний захід проти пожеж – це постійне дотримання в чистоті й порядку робочого місця, обережне поводження з вогнем, нагрівальними приладами і легкозаймистими речовинами. Не можна допускати скупчення біля робочого місця великої кількості легкозаймистої виробничої сировини, напівфабрикатів тощо. Відходи виробництва, особливо горючі, складають у відведеному для них місці.

По завершенні роботи робоче місце слід привести у належний порядок. Промашені обтиральні матеріали прибрати до спеціальних ящиків. Посудина з легкозаймистими рідинами, а також балони з газами перенести у місця їх постійного зберігання. Слід вимкнути всі електроприводи та освітлювальні точки, за винятком чергових ламп.

Найпростіші протипожежні засоби та інвентар – ящики з піском та лопатами, мішечки з піском, пожежний кран, насоси, вогнегасники – мусять бути завжди в наявності та справності.

При виникненні пожежі слід вимкнути всі електроустановки, негайно телефоном чи спеціальним сигналом викликати пожежну команду і взяти заходів з тушіння пожежі власними силами за допомогою існуючого проти-пожежного обладнання та інвентаря.

Засобами пожежогасіння є також відра і гідропульти для води, різні покривала (азбестові ковдри, кошми, брезенти).

Палаючі матеріали і невелику кількість палаючої рідини гасять піском; гас, бензин, лаки, спирти, ацетон – піною; мастильні масла, оліфу, скипидар розпиленою водою чи піною.

Під час пожежі не можна вибивати скло у вікнах, бо це збільшує приплив повітря, яке сприяє посиленню вогню; слід зберігати спокій.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Класифіковано принципово нові конструкції планетарних систем, що відрізняються від відомих наявністю в силовому ланцюзі загального водила на всі три планетарні ряди при чотирьох диференціальних механізмах з мінімальним числом основних ланок, рівних 6, що дозволяє реалізувати компактну конструкцію з короткими кінематичними ланцюгами з розширеними кінематичними та силовими можливостями, п'ять передач на відомому ланці при одному провідному ланці зі збільшенням діапазону зміни передавальних відносин ПС від 2,20 до 7,25 і числа передач від 5 до 9, що дозволяє використовувати їх в якості модуля проєктованих автоматичних коробок передач транспортних засобів.

Розроблено методику визначення раціональних кінематичних схем ПС УМДМ, що дозволяє вибрати в якості вхідного ланки сонячну центральну шестерню 1, вихідного - коронне колесо 8 третього планетарного ряду і гальмівного - водила Н, сонячну центральну шестерню 4, коронне колесо 6 першого планетарного ряду, коронне колесо 7 другого планетарного ряду базового УМДМ при розробці двоступеневих АКП, а при створенні триступеневої як ведучих можуть бути сонячна центральна шестерня 1 і водило Н при відомому коронному колесі 8.

Розроблено методику визначення області існування передавальних чисел модуля, що дозволяє застосувати умову складання, враховує конструктивні особливості нової ПС, що дозволяє визначити раціональний діапазон передавальних чисел модульних АКП для кожної передачі при різних довільних цілих числах і в залежності від кроку між передачами.

Розроблено алгоритм проєктування модульних АКП, дозволяє аналітично визначити за допомогою прикладних програм внутрішні передавальні відносини модуля в залежності від необхідних передавальних чисел АКП, підбір чисел зубів модуля, перевіряти механізм за умовами співвісності,

складання і сусідства, порівнювати отриманий ряд передавальних чисел з вихідними і гармонійність ряду по кроку.

Виготовлений макетний зразок модуля ПС, в основу якого закладена кінематична схема модуля ПС УМДМ зі змішаним зачепленням першого і третього планетарних рядів, внутрішні передавальні відносини якого забезпечують реалізацію гами передавальних чисел з дотриманням заданого кроку між сусідніми передачами:

$$i_I = i_{18}^H = 4,50. \quad i_{II} = i_{18}^6 = 2,70. \quad i_{III} = i_{18}^4 = 1,64. \quad i_{IV} = 1,00. \quad i_{IX} = i_{18}^7 = -4,50.$$

величина кроку  $q_{12} = q_{23} = q_{34} = q = 1,64$ , Що показують відповідність модуля вимогу гармонійності ряду передач і підтверджують можливість реалізації поставленого завдання дослідження.

Спроектовано і виготовлений випробувальний стенд, виконаний за розімкнутої схемою з приводом від жорстко закріпленого електродвигуна і балансірної установкою корпусу макетного зразка модуля ПС УМДМ і гальмівного механізму, де проведені експериментальні дослідження при невеликій потужності, що дозволило визначити ККД модуля, рівний 0,914-0,985.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артоболевский І.І. Теорія механізмів і машин: Підр . для вузів. - 4-е вид., перероб. и доп. - М.: Наука, 1988. - 640 с
2. Баранов Г.Г. Курс теорії механізмів і машин. - М.: Машинобудування, 1967. - 508 с
3. Великанов Д.П. Автомобільні транспортні засоби. - М.: Транспорт, 1977. - 326 с.
4. Гавриленко В.А. Зубчасті передачі в машинобудуванні. — М.: Машгіз, 1962.-532 с.
5. Готтесман Г.А. Силові передачі сьогодні і завтра // Автомобільна промисловіть США. - 1976. - № 10. - С. 3-6
6. Зубков В.Ф., Мельников О.О. Метод синтезу планетарних коробок передач зі складними планетарними механізмами. – Наземні транспортні системи. Міжвузівський збірник наукових праць, м Волгоград, 2002. - С. 161-168
7. Косенков А.А. Конструкція автоматичних коробок передач і трансмісій. Ростов-на-Дону: Изд-во Фенікс. 2003. - 416 с
8. Кудрявцев В.Н., Державець Ю.А., Глухарев Є.Г. Конструкції і розрахунок зубчастих редукторів. - Л .: Машинобудування, 1971. - 328 с
9. Планетарні коробки передач / В.М. Шаріпов, Л.Н. Крумбольдт, А.П. Маринчині, Е.Л. Рибін; Під ред. В.М. Шаріпова. - М .: МГТУ МАМІ, 2000.-137 с.
10. Труханів В.М., Зубков В.Ф., Мельников О.О. Синтез планетарних коробок передач зі складними планетарними механізмами. // Інженерний журнал. Довідник, 2002., № 7, С. 20-23.
11. Шейнкера І.Є., Шимко А.А., Красковский Л.Г., та ін. Гамма автоматичних гідромеханічних передач для автомобілів великої вантажопідйомності. // Автомобільна промисловіть, 1980. №3. - С.7-9.



12. Шеломов В.Б. Властивості структур планетарних коробок передач. - СПб .: «Нестор», 2004. - 206 с.
13. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Эксплуатация, диагностика, техническое обслуживание и ремонт, Издательство: Астрель, 2003. - 479 с.
14. Брусенков А.В., и др. Автоматические трансмиссии – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2010. – 136 с.
15. C. Ruiz-Carcel, E. Hernani-Ros, P. Chandra, Y. Cao, D. Mba, Application of linear prediction, self-adaptive noise cancellation, and spectral kurtosis in identifying natural damage of rolling element bearing in a gearbox Proceedings of the 7th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM 2012), Springer (2015), pp. 505-513.
16. J. Antoni, R. Randall Differential diagnosis of gear and bearing faults TransAm Soc Mech Eng J Vib Acoust, 124 (2) (2002), pp. 165-171.
17. Xie, S.; Hu, X.; Lang, K.; Qi, S.; Liu, T. Powering Mode-Integrated Energy Management Strategy for a Plug-In Hybrid Electric Truck with an Automatic Mechanical Transmission Based on Pontryagin’s Minimum Principle. Sustainability 2018, 10, 3758.
18. Aleksandr BLOKHIN, Arcadiy NEDYALKOV, Lev BARAKHTANOV, Aleksandr TARATORKIN, Abram KROPP MULTISTAGE MECHANICAL TRANSMISSIONS WITH AUTOMATIC CONTROL FOR ADVANCED TRUCKS AND BUSES , Acta mechanica et automatica, vol.11 no.4 (2017) Стр.: 260-266. DOI 10.1515/ama-2017-0040.
19. Linghao Zhou, Fang Duan, Michael Corsar, Faris Elasha, David Mba, A study on helicopter main gearbox planetary bearing fault diagnosis, Applied Acoustics, Volume 147, 2019, Pages 4-14, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.12.004>.
20. Hofman, T, Steinbuch, M, Druten, RV. Design of CVT-based hybrid passenger cars. IEEE T Veh Technol 2009; 58: 572–587.

21. Ji, J, Park, J, Kwon, O. An energy management strategy for a CVT based parallel hybrid electric vehicle. In: Proceedings of the vehicle power and propulsion conference, Seoul, South Korea, 9–12 October 2012, pp.380–382. New York: IEEE.
22. Di Nicola F, Sorniotti A, Holdstock T, et al. Optimization of a multiplespeed transmission for downsizing the motor of a fully electric vehicle. SAE Int J Alt Power 2012; 1: 134–143.
23. Morozov A, Humphries K, Zou T, et al. Design and optimization of a drivetrain with two-speed transmission for electric delivery step van. In: Proceedings of the IEEE international electric vehicle conference (IEVC), Florence, 17–19 December 2014. New York: IEEE.
24. Трансмисії сільськогосподарських енергетичних засобів / За ред. М.І. Самокиша. К.: Урожай, 1998. – 215 с.
25. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів / І.І. Водяник. – К. : Урожай, 1994. – 224 с.
26. Дяченко В.Г., Саловський В.С., Кропівний В.М. Розрахунок автомобільних двигунів // Навчальний посібник / В.Г. Дяченко, В.С. Саловський, В.М. Кропівний та інші.; За ред. к.т.н. В.Г. Дяченка, к.т.н. В.С. Саловського. – Кіровоград:КДТУ, 2003. – 266 с.: іл.
27. Ксєневич І.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт // Учебник / И.П.Ксєневич, В.В.Гуськов, Н.Ф.Бочаров и др.; Под ред. И.П.Ксєневича. – М: Машиностроение, 1991. – 544 с.
28. Лебедев А.Т., Антощенко В.М., Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі // Навчальний посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та інші.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – К.: Вища школа, 2004. – 336с.
29. Скотников В.А., Мащенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля// Учебник / В.А. Скотников , А.А. Мащенский, А.С. Солонский; Под. ред. В.А. Скотникова – М: Агропромиздат, 1986. – 383 с.