

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Навчально-науковий інститут інноваційних освітніх технологій

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему *Розробка методики визначення амплітудно-частотних
та силових характеристик трансмісії легкового автомобіля
класичної компоновки, як технічної системи*

Виконав: здобувач вищої освіти

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Автомобільний транспорт»

(вид та назва освітньої програми)

групи *АТз-21мп*

Андій ЧЕРВОНОШТАН

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник

Микола КОЛІСНИК

(ім'я та прізвище)

Рецензент

Олександр ГОЛУБЧЕНКО

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою,)

Секретар ЕК

(підпис)

/ *Віталій БОГОМОЛОВ* /

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2022

**«ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ»**

Інститут, факультет _____ ННІОТ _____
Кафедра _____ експлуатації та ремонту машин _____
Рівень вищої освіти _____ другий (магістерський) _____
Спеціальність _____ 274 «Автомобільний транспорт» _____
(шифр та назва)
Освітня програма _____ ОПП «Автомобільний транспорт» _____
(вид та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
к.т.н., доц. Олександр ЛИХОДІЙ
«__» _____ 2022 року

ЗАВДАННЯ

**НА ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Андрію ЧЕРВОНОШТАНУ

(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Розробка методики визначення амплітудно-частотних та силових характеристик трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки, як технічної системи

керівник роботи _____ проф., к.т.н. Микола КОЛІСНИК _____
(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від « 26 » вересня 2022 р. № № 359-КС

2. Строк подання роботи до захисту _____ 22 грудня 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи _____ Амплітудно-частотні та силові характеристики трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
Вступ. 1. Огляд конструкцій трансмісії легкового автомобіля з класичною компоновкою. 2. Розрахунки параметрів крутильних коливань елементів трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки. 3. Вихідні дані для визначення власних частот та амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля. 4. Результати розрахунку амплітуд крутильних коливань трансмісії автомобіля. Висновки. Список використаних джерел. Додатки. Відомість кваліфікаційної роботи.

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Георгій ЗАЯЦЬ		

6. Дата видачі завдання 12 вересня 2022 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Пояснювальна записка:		
1.1	<i>Вступ</i>	до 21.09	
1.2	<i>Огляд конструкцій трансмісії легкового автомобіля з класичною компоновкою</i>	до 10.10	
1.3	<i>Розрахунки параметрів крутильних коливань елементів трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки</i>	до 28.10	
1.4	<i>Вихідні дані для визначення власних частот та амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля</i>	до 09.11	
1.5	<i>Результати розрахунку амплітуд крутильних коливань трансмісії автомобіля</i>	до 22.11	
1.6	<i>Висновки</i>	до 25.11	
1.7	<i>Список використаних джерел. Додатки</i>	до 30.11	
3.	Оформлення кваліфікаційної роботи	до 05.12	
4.	Підготовка до попереднього захисту роботи	з 12.12	

Здобувач вищої освіти _____ / Андрій ЧЕРВОНОШТАН /
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник роботи _____ / Микола КОЛІСНИК /
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи на тему *«Розробка методики визначення амплітудно-частотних та силових характеристик трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки, як технічної системи»* складається із розрахунково-пояснювальної записки із п'яти розділів, відомості кваліфікаційної роботи на 72 арк. формату А4, у тому числі 28 рисунків, 4 таблиць, 2 додатків та 23 джерела інформації.

Об'єктом дослідження є масово-інерційні та силові характеристики легкового автомобіля класичної компоновки.

Предметом дослідження – вплив розташування окремих частин автомобіля на динаміку автомобіля, як технічної системи.

Мета дослідження – визначення масово-інерційних та силових характеристик автомобіля, як технічної системи.

Методи дослідження – передбачено комплексний підхід, що включає математичне моделювання та розрахунково-теоретичні дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що набули подальшого розвитку методики визначення масово-інерційних та силових характеристик легкового автомобіля.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено метод визначення масово-інерційних та силових характеристик легкового автомобіля із трансмісією класичної компоновки як технічної системи.

Матеріали магістерської роботи впроваджені в ДВНЗ ПДАБА (м. Дніпро) при проведенні лекцій та виконанні семестрової контрольної роботи з дисципліни «Теорія технічних систем» для спеціальностей 274 «Автомобільний транспорт», а також можуть бути використані як при розробці та проектуванні легкових автомобілів, так і в навчальному процесі при курсовому та дипломному проектуванні.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ЛЕГКОВИЙ АВТОМОБІЛЬ, ТРАНСМІСІЯ, КОЛИВАННЯ, ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, МАСА, МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ, КРУТНИЙ МОМЕНТ.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	6
1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З КЛАСИЧНОЮ КОМПОНОВКОЮ.....	8
1.1. Огляд конструкцій трансмісій автомобілів як системи крутильних коливань.....	8
1.2. Особливості конструкції трансмісії для дослідження, чотирьохступінчастої коробки передач.....	14
Висновки до першого розділу	18
2. РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ	19
2.1. Розробка математичних моделей для визначення власних частот і форм крутильних коливань трансмісії автомобіля.....	21
2.2. Розробка математичних моделей для визначення амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля під дією гармонічної вимушеної сили.....	39
Висновки до другого розділу	41
3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА АМПЛІТУД ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ.....	42
3.1. Визначення передавальних відношень зубчастих передач трансмісії автомобіля.....	42
3.2. Визначення обертових мас деталей елементів трансмісії.....	43
3.3. Визначення моментів інерції мас шестірень трансмісії.....	44
3.4. Визначення крутильної жорсткості валів коробки передач, а також карданного валу.....	50
Висновки до третього розділу	53

4. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ АМПЛІТУД КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ.....	54
Висновок до четвертого розділу.....	57
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	59
ДОДАТОК А. КОМП'ЮТЕРНА ПРОГРАМА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ І ВЛАСНИХ ВЕКТОРІВ ДЛЯ ПЕРШОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	62
ДОДАТОК Б. КОМП'ЮТЕРНА ПРОГРАМА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУД КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПІД ДІЄЮ ВИМУШЕНОЇ СИЛИ ДЛЯ ПЕРШОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	66
ДОДАТОК В. АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ....	70
ДОДАТОК Г. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	71
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	72

ВСТУП

Актуальність. Динамічні параметри трансмісії автомобіля класичної компоновки, як транспортного засобу, як технічної системи (ТС), істотно впливають на його якісні показники, такі як: стійкість під час розгону, руху по заокругленню шляху, розподіл навантаження на несучі елементи, рівномірність та плавність руху та інші.

Ці характеристики та параметри змінюються з часом проходження етапів життєвого циклу та викликають зношування автомобіля.

Точне значення положення центра мас та інерційних характеристик автомобіля і його основних складових визначається та уточнюється на всіх етапах його розробки: при визначенні концепції нового зразка, його функціональної необхідності та промислової можливості створення.

При цьому виконують наступні роботи:

- обґрунтування параметрів при створенні, принципів дії, попереднього вибору, варіанти та підсистеми;
- встановлення можливих рівнів основних характеристик;
- використання принципів конструктивних схемних рішень;
- кінцеве визначення побудови нового зразка та випуск технічної документації;
- виготовлення першого зразка або першої партії та його (їх) випробування згідно програми випробувань;
- функція значення основних параметрів дослідного зразка, міцності, стійкості, динамічні характеристики.

Встановлення фактичних значень масово-інерційних та експлуатаційних характеристик автомобіля є необхідним і важливим завданням при вирішенні питань рішення структурних питань будови та безпечної експлуатації.

Об'єктом дослідження є динамічні параметри та силові характеристики шасі легкового автомобіля класичної компоновки.

Предмет досліджень є вплив розташування окремих частин легкового автомобіля класичної компоновки на його динамічні характеристики параметрів.

Метою роботи є визначення динамічних параметрів легкового автомобіля класичної компоновки, як технічної системи.

Завдання дослідження:

1. Проаналізувати методи визначення динамічних параметрів легкового автомобіля класичної компоновки.
2. Розробити методику визначення динамічних параметрів трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки.
3. Розробити алгоритм комп'ютерного визначення та розрахунку динамічних характеристик легкового автомобіля класичної компоновки.

Методи дослідження: динамічне та математичне моделювання на основі комп'ютерних програм та розрахунково-теоретичні дослідження.

Наукова новизна. Набули подальшого поглиблення та розвитку методики визначення динамічних характеристик параметрів легкового автомобіля класичної компоновки.

Практичне значення отриманих результатів. Проілюстровано метод визначення динамічних характеристик легкового автомобіля із трансмісією класичної компоновки, як складальної одиниці.

Матеріали магістерської роботи впроваджені в ДВНЗ ПДАБА (м. Дніпро) при проведенні лекцій та виконанні семестрової контрольної роботи з дисципліни «Теорія технічних систем» для спеціальностей 274 «Автомобільний транспорт», а також можуть бути використані як при розробці та проектуванні легкових автомобілів, так і в навчальному процесі при курсовому та дипломному проектуванні.

Апробація результатів кваліфікаційної роботи

Результати кваліфікаційної роботи були повідомлені на «Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції до Дня автомобіліста та дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 19-21 жовтня 2022 р.

Публікації. Окремі результати досліджень опубліковані у роботі [19].

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З КЛАСИЧНОЮ КОМΠΑНОВКОЮ

1.1. Огляд конструкцій трансмісій автомобілів як технічної системи крутильних коливань

Залежно від того, які колеса автомобіля є ведучими (передні, задні або ті й інші), потужність і крутний момент можуть підводитися тільки до передніх, задніх або передніх і задніх коліс одночасно. У цьому випадку автомобіль є відповідно переднепривідним, заднепривідним та повнопривідним.

Переднепривідні та заднепривідні автомобілі мають обмежену прохідність та призначені для експлуатації на дорогах з твердим покриттям, на сухих ґрунтових дорогах. Повнопривідні автомобілі мають підвищену прохідність, вони здатні рухатися поганими дорогами [1, 2].

Легкові автомобілі виготовляються із механічними, ступінчастими трансмісіями різних типів (рис. 1.1).

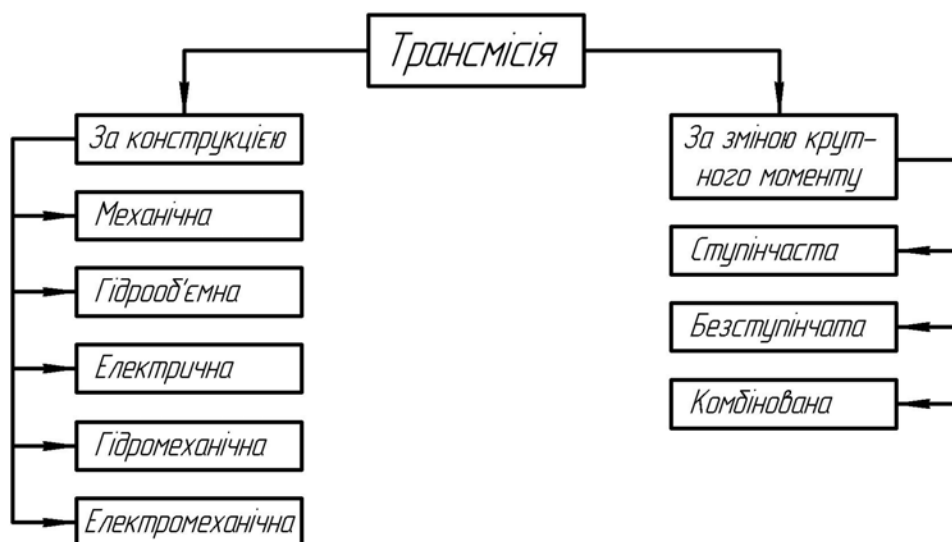


Рис. 1.1. Типи трансмісій легкових автомобілів

Найбільше розповсюдження на легкових автомобілях знайшли механічні ступінчасті трансмісії і гідромеханічні трансмісії, рис. 1.2. (а – к).



а)



б)



в)



г)



д)



е)



ж)



з)



і)

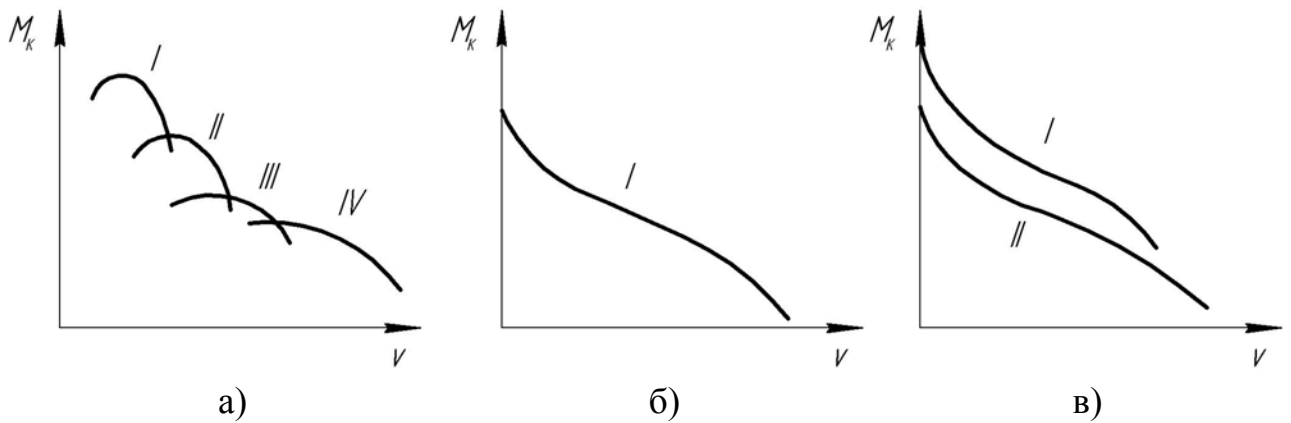


к)

а) седан, кузов автомобіля має два ряди сидінь, чотири двері, дві на сторону;
 б) лімузин, зазвичай у лімузині три ряди сидінь, середні є відкидними; в) купе, у кузова є тільки дві двері; г) універсал, кузов на зразок седана, але зі збільшеним багажним відсіком, задня стінка кузова практично вертикальна; д) хетчбек, кузов щось середнє між седаном та універсалом, заднє скло має похилий вигляд;
 е) фургон, кузов вирізняє наявність вантажного відсіку закритого типу;
 ж) кабріолет це автомобіль, двох або чотиримісний у якого може механічно забиратися дах у спеціальний відсік ззаду; з) фаєтон, відмінність від кабріолету, те, що дах має м'який складний дах; і) мінівен, кузов має однооб'ємний, монолітний кузов, що поєднує в єдиний капот, салон та багажник; к) пікап, машина з відкритою вантажною платформою

Рис. 1.2. Основні типи кузовів автомобілів

Конструкція трансмісії легкового автомобіля залежить від його типу, призначення та взаємного розміщення двигуна та ведучих (привідних) коліс. Від цього залежить характер зміни крутного моменту, рис. 1.3.



а) ступінчатої; б) безступінчатої; в) гідромеханічної; I – IV – ступені швидкостей; M_k – крутний момент; v – швидкість автомобіля

Рис. 1.3. Графіки зміни крутного моменту в трансмісіях автомобілів

Трансмісія, її складові та їх технічний стан впливають на експлуатаційні властивості автомобіля: паливну економічність, прохідність, екологічність, збільшення опору пересуванню, збільшення шуму, збільшення зазорів в шарнірних парах, порушення регулювання в щеплені, збільшення динамічних навантажень на контактні пари деталей трансмісії.

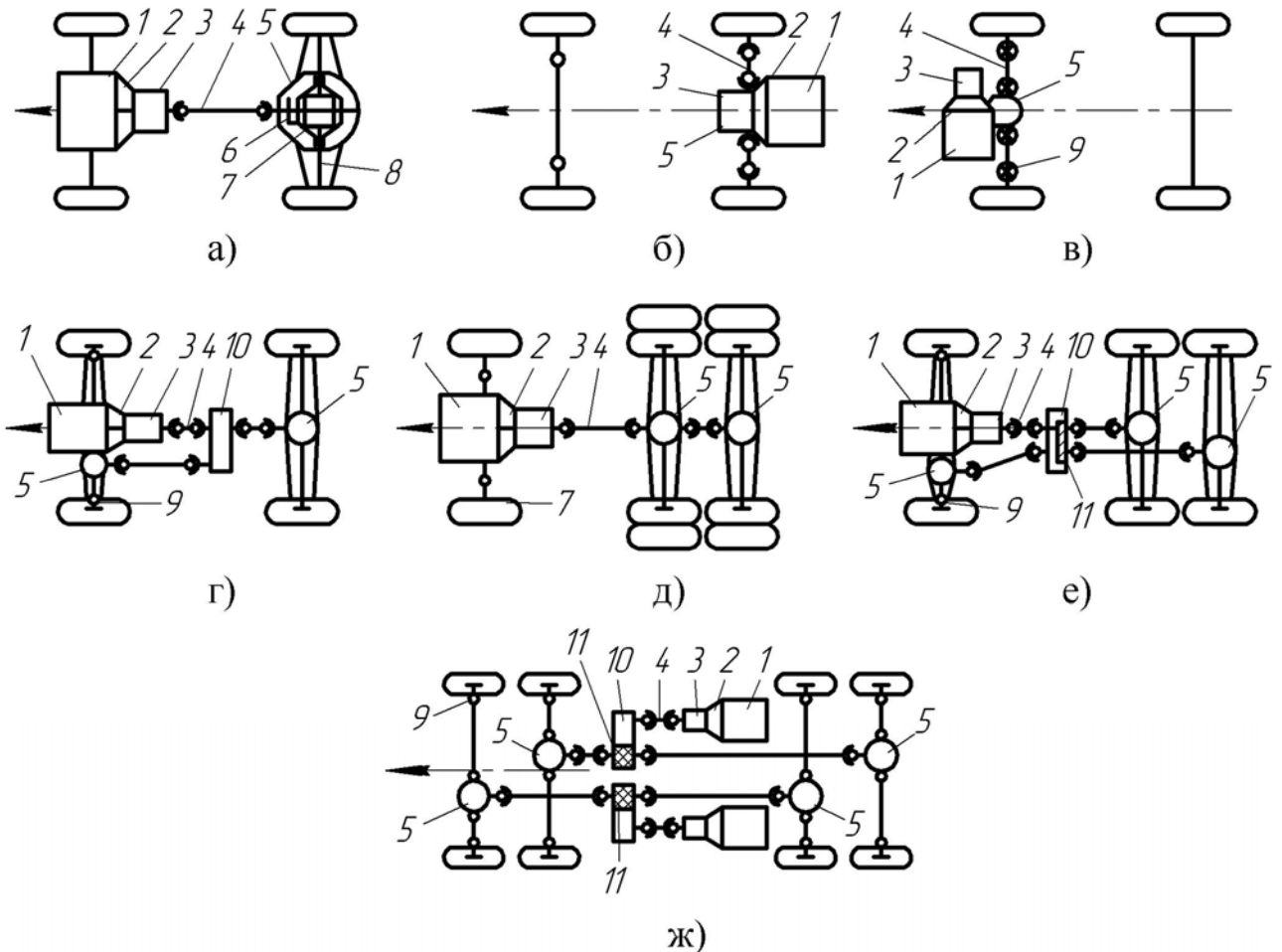
Механічні ступінчаті трансмісії забезпечують ступінчату зміну крутного моменту, потужності та кутової швидкості від двигуна до привідних коліс, рис. 1.3, у відповідності з передаточним відношенням трансмісії та включенням відповідної ступені швидкості, а також від колісної формули [3 – 6].

Передаточне відношення визначається:

для трансмісії – відношенням числа обертів колінчастого вала до привідних коліс;

для редуктора – відношенням кутових швидкостей вхідного до вихідного валів;

для зубчастої передачі – відношенням кутових швидкостей привідної шестерні до відомої, або числом зубців відомої шестерні до ведучої.



а) 4x2; б) 4x2; в) 4x2; г) 4x4; д) 6x4; е) 6x6; ж) 8x8; 1 – двигун; 2 – зчеплення;
3 – коробка передач; 4 – кардана передача; 5 – ведучий міст; 6 – головна
передача; 7 – диференціал; 8 – піввісі; 9 – карданний шарнір;
10 – розподільна коробка; 11 – міжосьовий диференціал

Рис. 1.4. Схеми механічних трансмісій автомобілів із різними колісними формулами

Колісна формула визначається відношенням загального числа коліс до числа привідних коліс.

Механічні трансмісії легкових автомобілів із колісною формулою 4x2 можуть мати розміщення двигуна 1 попереду (рис. 1.4 а), а потім послідовно зчеплення 2, коробка передач 3, карданна передача 4, ведучий міст 5, який

складається із головної передачі 6, диференціала 7, піввісей 8 на яких закріплені ведучі колеса.

Крутний момент від (рис. 1.4. а) двигуна 1 через зчеплення 2 передається на вхідний вал коробки передач де змінюється в залежності і відповідності із включеною передачею. Від вихідного вала коробки передач через карданну передачу 4 крутний момент передається до головної передачі 6 ведучого моста 5 у якій збільшується і далі через диференціал 7 і піввісі 8 передається до задніх ведучих коліс.

Замітимо, що при переході від двигуна до задніх коліс крутний момент збільшується, а кутова швидкість ланок та загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) зменшується в залежності від передаточних відношень (кутових швидкостей) ланок трансмісії.

Для легкових автомобілів така компоновка забезпечує рівномірний розподіл навантажень на передній і задній міст як від власної ваги так і від пасажирів.

До недоліків відноситься наявність карданної передачі і додаткової проміжної опори.

Механічні трансмісії легкових автомобілів з колісною формулою 4x2 можуть бути, рис. 1.4. б, з іншим розміщенням двигуна 1 (ззаду), зчеплення 2, коробки передач 3, головної передачі, диференціалу, карданної передачі 4 із шарнірами 9, та ведучих коліс.

Розміщення двигуна і трансмісії, рис. 1.4. б, покращує керованість та стійкість автомобіля при пересуванні на слизьких підйомах шляху, але можлива пробуксовка ведучих коліс внаслідок зменшення на них навантаження.

Заднє розміщення, рис. 1.4. в, двигуна і трансмісії з колісною формулою 4x2 забезпечує кращу оглядовість і розміщення сидінь у салоні між мостами автомобіля, кращу ізоляцію салону від шуму двигуна і відпрацьованих газів, але зменшує керованість, стійкість автомобіля і безпеку водія і рядом пасажирів при наїздах і зіткненнях.

Механічна трансмісія легкового автомобіля із колісною формулою 4x4 з переднім розміщення двигуна 1, рис. 1.4. г, за виключенням щеплення 2, коробки передач 3, карданної передачі 4, і заднього ведучого моста 5 додатково включає передній ведучий керований міст і розподільну коробку 10, з'єднану з мостом коробкою передач 3 карданними валами. Крутний момент від роздавальної коробки приводиться до переднього і заднього 5 ведучим мостам. У розподільній коробці 10 є пристрій для включення привода переднього ведучого мосту або міжосьовий диференціал 5, який розподіляє крутний момент між ведучими мостами автомобіля. Передній ведучий міст має головну передачу, диференціал і привід коліс у вигляді карданних передач 3 шарнірами 9 рівних кутових швидкостей, які забезпечують підвід крутного моменту до передніх ведучих керованих коліс.

Трансмісії із колісною формулою 6x4, рис. 1.4. д, крутний момент передається одним валом до середнього проміжного і заднього ведучого мосту. Головна передача середнього мосту має прохідний ведучий вал.

У автомобіля з колісною формулою 6x6, рис. 1.4. є, крутний момент передається до середнього проміжного і заднього ведучого мосту може підводитись і роздільно – двома валами.

У розподільній коробці таких автомобілів є спеціальний пристрій для включення привода переднього мосту або міжосьовий диференціал 11, який розподіляє крутний момент між ведучими валами.

Автомобілі із колісною формулою 8x8, як правило, мають півізкове розміщення привідних мостів, при якому зближаються ведучі мости – перший із другим, третій із четвертим. При цьому перші два є керованими.

При установці двох двигунів 1, рис. 1.4. ж, трансмісія автомобілів має два зчеплення 2, дві коробки передач 3, дві розподільні коробки 10 із міжосьовими диференціалом 11. При цьому автомобіль може рухатись при одному працюючому двигуні.

У порівнянні із іншими трансмісіями механічні трансмісії простіші за конструкцією, мають меншу масу, більш економічні, надійніші у роботі та мають високий ККД рівний 0,8...0,95.

Недоліки їх в тому, що вони мають розрив потоку потужності при переключенні передач, що знижує тягово-швидкісні властивості, погіршує прохідність автомобіля. Крім того, правильність переключення передач вимагає майстерності водія, а часті переключення передач в умовах міста утомляють водія. Механічні передачі також не забезпечують повного використання потужності двигуна та простоти управління автомобілем.

1.2. Особливості конструкції трансмісії для дослідження, чотирьохступінчастої коробки передач

Елементи механічної трансмісії автомобіля з класичним компонованням зображені на рис. 1.5.

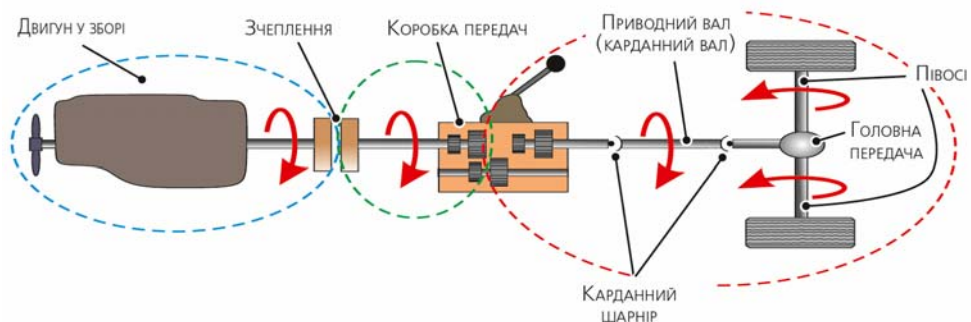
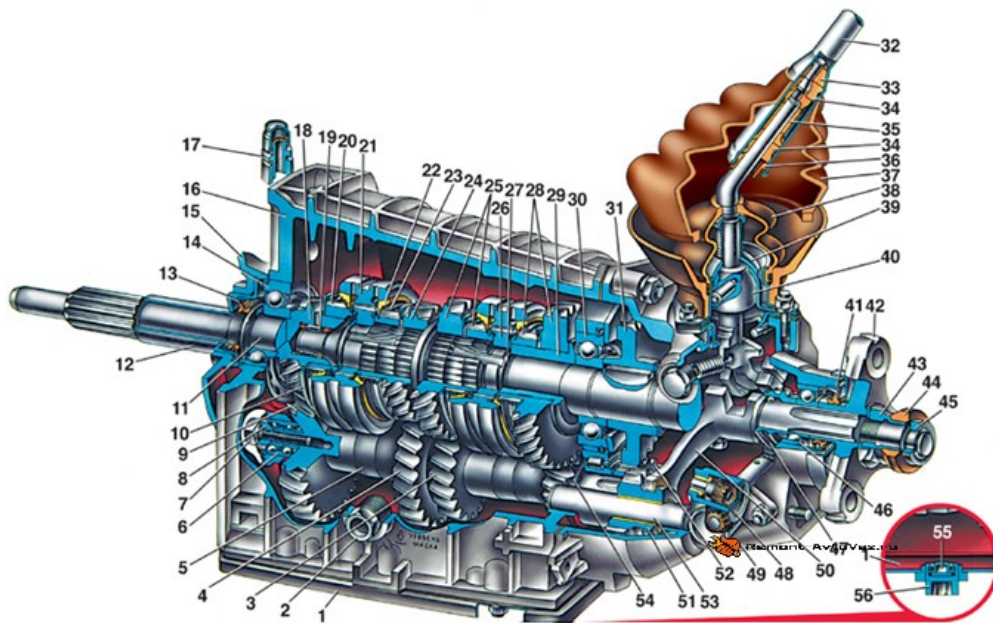


Рис. 1.5. Схематичне зображення двигуна і складових частини трансмісії

Коробка передач (рис. 1.6) – один з основних вузлів автомобіля, її призначення полягає в тому, щоб перетворювати крутний момент від колінчастого валу двигуна, і передавати його на задні ведучі колеса [7].



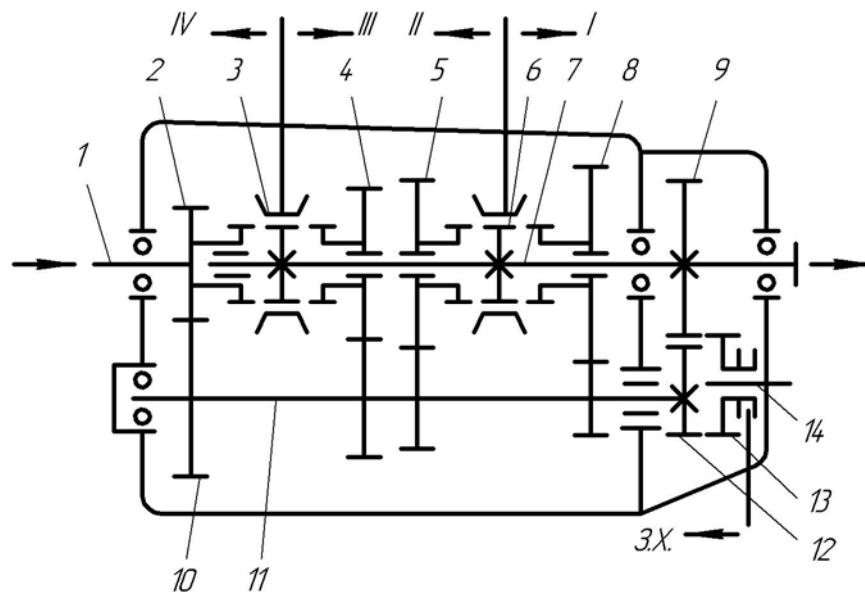
1 – піддон КЗП; 2 – заглушка отвору контролю мастила КЗП; 3 – шестерня 2-гої ступені; 4 – шестерня 3-тої ступені; 5 – ПрВ з набором шестерні; 6 – підшипник ПрВ (перед); 7 – упорний болт; 8 – шайба; 9 – шестерня; 10 – шайба синхронізатора 4-тої ступені; 11 – первинний вал; 12 – кришка передка картера; 13 – манжета; 14 – підшипник; 15 – картер механізму зчеплення; 16 – корпус; 17 – сапун системи вентиляції картера; 18 – шестірна; 19 – підшипник; 20 – вінець синхронізатора 4-тої ступені; 21 – муфта синхронізатора 3-тої і 4-тої ступенів; 22 – кільце синхронізатора 3-тої ступені; 23 – пружина синхронізатора 3-тої ступені; 24 – шестірна 3-тої ступені; 25 – шестерня 2-гої ступені; 26 – маточина муфти синхронізатора 1-ої і 2-гої ступенів; 27 – вторинний вал; 28 – шестерня 1-ої ступені; 29 – втулка; 30 – підшипник; 31 – шестерня; 32 – стрижень важеля; 33 – подушка; 34 – втулка; 35, 36 – втулки (дистанційна, запірна); 37 – пильовик (зовнішній); 38 – пильовик (внутрішній); 39 – шайба опори важеля (сферична); 40 – важіль КЗП; 41 – манжета; 42 – фланець муфти кардана; 43 – гайка; 44 – ущільнювач; 45 – кільце; 46 – підшипник; 47 – шестерня одометра; 48 – привід одометра; 49 – кришка корпусу КЗП (зад); 50 – вилка; 51 – шестерня ЗХ (проміжна); 52 – шестерня ЗХ; 53 – вісь проміжної шестерні ЗХ; 54 – шестірна 1-ої ступені; 55 – магніт; 56 – пробка

Рис. 1.6. Схема коробки передач ВАЗ 2101

В даній коробці розміщено три вали – ведучий, ведений та проміжний. Шестерні I, II та III передач, посаджені на веденому валу вільно, знаходяться у постійному зачепленні з відповідними шестернями на проміжному валу. Всі чотири передачі включаються за допомогою синхронізаторів, що забезпечують безшумне включення шестерень.

Шестерні проміжного валу виконані у вигляді блоку і через пару шестерень перебувають у постійному зачепленні з провідним валом. Всі шестерні постійного зачеплення виконані косозубими, що забезпечує їхню велику довговічність і безшумність у роботі. Шестерні заднього ходу прямозубі.

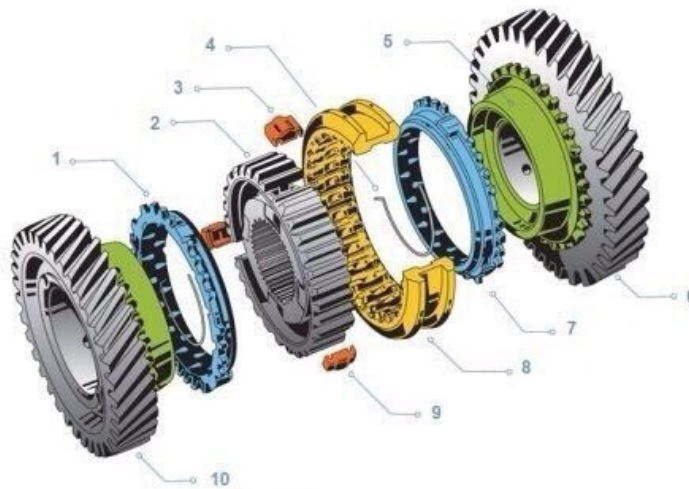
Включення I, II і III передач здійснюється шляхом закріплення однієї з шестерень, що вільно обертаються, на веденому валу за допомогою пересувних муфт з синхронізатором. Перемикання між ступенями здійснюється шляхом переміщення рукоятки перемикання швидкостей, що знаходиться в салоні.



- 1 – первинний вал; 2, 4, 5, 8, 9, 10 – шестерні; 3, 6 – синхронізатори;
 7 – вторинний вал; 11 – проміжний вал; 12 – шестерня 3X;
 13 – шестерня 3X (проміжна); 14 – вісь проміжної шестерні 3X

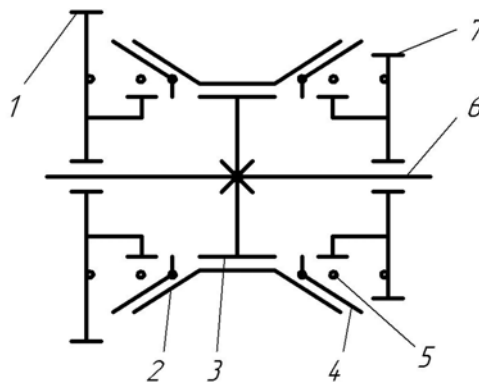
Рис. 1.7. Кінематична схема коробки передач

Синхронізаторами обладнуються всі передачі КЗП автомобіля, в тому числі і передачу заднього ходу. Принцип дії синхронізатора заснований на використанні сил тертя при вирівнюванні швидкостей. Чим вища різниця в частотах обертання валу і шестерні, тим більша повинна бути величина сили тертя для їх синхронізації. Виконання даної умови досягається шляхом збільшення площі поверхні зіткнення – установкою додаткових фрикційних кілець.



- 1 – блокуюче кільце; 2 – маточина; 3 – сухарь; 4 – кільцева пружина;
 5 – фрикційний конус шестерні; 6 – шестерня; 7 – блокуюче кільце;
 8 – муфта синхронізатора; 9 – сухар; 10 – шестерня

Рис. 1.8. Схема синхронізатора



- 1, 7 – шестерні; 2 – муфта синхронізатора; 3 – маточина; 4 – блокуюче кільце;
 5 – кільцева пружина; 6 – вал

Рис. 1.9. Кінематична схема синхронізатора

Синхронізатор являє собою пристрій, що забезпечує попереднє зрівнювання окружних швидкостей шестерень, що включаються, за рахунок чого забезпечується безшумне їх включення.

Висновки до першого розділу

1. Розглянуто конструкції трансмісій легкових автомобілів, їх особливості як динамічних систем, що впливають на динамічні характеристики.

2. Встановлено, що подальше вивчення та визначення шляхів удосконалення автомобілів з механічним приводом за рахунок дослідження механічних параметрів являється актуальним і необхідним, особливо із трансмісією класичної компоновки.

3. Дослідження механічних параметрів провести з допомогою математичного моделювання.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ

Вхідні дані.

Проблема крутильних коливань актуальна для двигунів внутрішнього згоряння, так як у процесі його роботи виникають змінні обертові моменти, які створюють доповнюючі напруження кручення. Такі коливання особливо небезпечні при резонансі, коли перша частота власних коливань співпадає з гармонічною складовою низького порядку вимушених коливань [8, 9, 10].

Резонанс може виникнути при регулюванні зміною частоти обертання валу [11]. Алгоритм розрахунку крутильних коливань (КК) [12 – 17] включає в себе визначення частот власних крутильних коливань зведеної багатомасової системи (БМС) трансмісії, а також знаходження векторів амплітуд, відповідних кожній визначеній власній частоті крутильних коливань з побудовою графіків амплітудно-частотних характеристик трансмісії автомобіля на різних передачах.

Крім того, важливо знати динаміку процесів що протікають в трансмісії.

Всі ці питання не можливо вирішити без розробки математичних моделей які б описували всі явища, що протікають в механічній системі.

Для дослідження прийнята механічна трансмісія класичної компоновки легкового автомобіля ВАЗ-2101 (Рис. 2.1) [18].

Технічна характеристика автомобіля:

Максимальна ефективна потужність при 5600 хв⁻¹, кВт. 45,6

Максимальний обертовий момент при 3400 хв⁻¹, Н·м. 89

Механічна трансмісія автомобіля має такі технічні характеристики:

кількість передач

– переднього ходу 4

– заднього ходу 1

Зміна тягового зусилля на ведучих колесах, а також швидкості руху автомобіля, досягається ручним переключенням передач у чотирьох ступінчатій коробці.

Дані коробки передач зведені в табл. 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1.

Передавальні числа трансмісії автомобіля.

Передача	Значення		
	Коробки передач	Головної передачі	Загальне
I	$u_1 = \frac{29 \times 33}{17 \times 15} = 3,753$	$u_{\text{гп}} = \frac{43}{10} = 4,300$	16,138
II	$u_2 = \frac{29 \times 27}{17 \times 20} = 2,303$		9,903
III	$u_3 = \frac{29 \times 21}{17 \times 24} = 1,493$		6,420
IV	$u_4 = 1$		4,300
Заднього ходу	$u_{\text{зх}} = \frac{29 \times 34}{17 \times 15} = 3,867$		16,628

Таблиця 2.2.

Обертові моменти на валах трансмісії і приводних колесах при 3400 хв^{-1} при максимальному моменті колінчастого валу $89 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Передача	Значення моменту, Н·м	
	На вторинному валу коробки передач	На піввісях коліс
I	$M_{\text{Ik}} = 89 \times 3,753 = 334,02$	$M_{\text{Iп}} = 89 \times 16,138 = 1436,28$
II	$M_{\text{IIк}} = 89 \times 2,303 = 204,96$	$M_{\text{IIп}} = 89 \times 9,903 = 881,37$
III	$M_{\text{IIIк}} = 89 \times 1,493 = 132,87$	$M_{\text{IIIп}} = 89 \times 6,420 = 571,38$
IV	$M_{\text{IVк}} = 89 \times 1 = 89 = 89,00$	$M_{\text{IVп}} = 89 \times 4,300 = 382,70$
Заднього ходу	$M_{\text{зхк}} = 89 \times 3,867 = 344,16$	$M_{\text{зхп}} = 89 \times 16,628 = 1479,90$

Карданна передача складається з проміжного і основного карданних валів і проміжної опори.

Основний карданний вал розрахований на передачу постійного максимального моменту в 200 Н·м, а змінного – 400 Н·м.

2.1. Розробка математичних моделей для визначення власних частот і форм крутильних коливань трансмісії автомобіля

Схематично прийнята механічна трансмісія класичної компоновки легкового автомобіля ВАЗ-2101 (Рис. 2.1).

Розрахункові схеми (динамічні моделі для 4-х передач) складаємо на основі кінематичної схеми трансмісії автомобіля (рис. 2.1).

При виборі динамічної моделі прийняті наступні передумови і припущення:

Вибір моделі обмежено розглядом її у площині; сама модель ступінчаста, тому має передавальні числа.

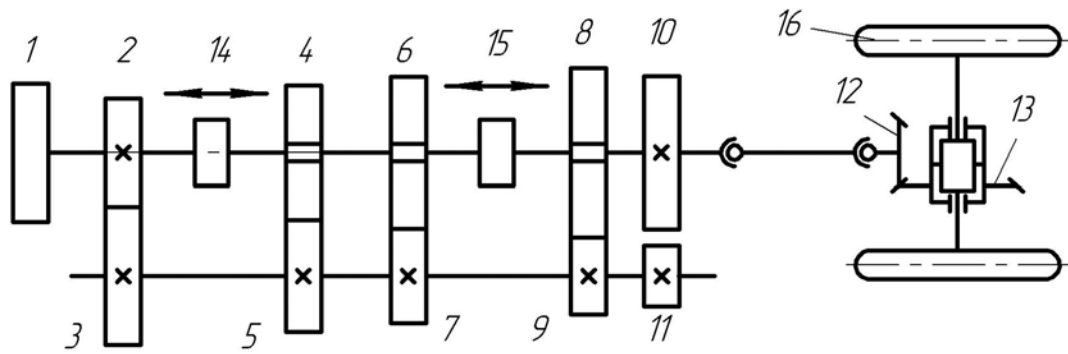
Динамічна модель приймається у вигляді лінійної цілісної структури з зосередженими масами.

Довжину прольоту у деяких випадках порівняно розмірам поперечних перетинів валів.

Враховуючи те, що коробка передач автомобіля має чотири передачі вперед, то необхідно розробити чотири варіанти динамічних і математичних моделей трансмісії.

При прийнятих припущеннях динамічна модель трансмісії повинна представляти багато протяжний стержень, що обертається з зосередженими масами по довжині стержня [19 – 21].

Попередньо розглянемо загальну динамічну модель (рис. 2.2) розроблену на основі кінематичної схеми (рис. 2.1).



- 1 – маховик; 2 – шестірня (17 зубців) постійного зчеплення первинного валу; 3 шестірня (29 зубців) постійного зчеплення проміжного валу;
 4 – шестірня (21 зуб) III-ї передачі з зубчастою маточиною і ковзною муфтою синхронізатора; 5 – шестірня (24 зубці) III передачі проміжного валу;
 6 – шестірня (27 зубців) II передачі з зубчастою маточиною і ковзною муфтою синхронізатора; 7 – шестірня (20 зубців) II передачі проміжного валу;
 8 – шестірня (33 зубці) I передачі з зубчастою маточиною і ковзною муфтою синхронізатора; 9 – шестірня (15 зубців) I передачі проміжного валу;
 10 – ведена шестірня (34 зубці) заднього ходу вторинного валу; 11 – ведуча шестірня (15 зубців) заднього ходу проміжного валу; 12 – ведучий вал з конічною геподною шестірнею (10 зубців) головної передачі; 13 – ведена конічна геподна шестірня (43 зубців) головної передачі; 14 – зубчаста маточина з ковзною муфтою синхронізатора III і IV передач; 15 – зубчаста маточина з ковзною муфтою синхронізатора I і II передач;
 16 – колеса автомобіля з гальмівними барабанами і піввісями.

Рис. 2.1. Принципова схема трансмісії легкового автомобіля з 4-х ступінчастою коробкою передач

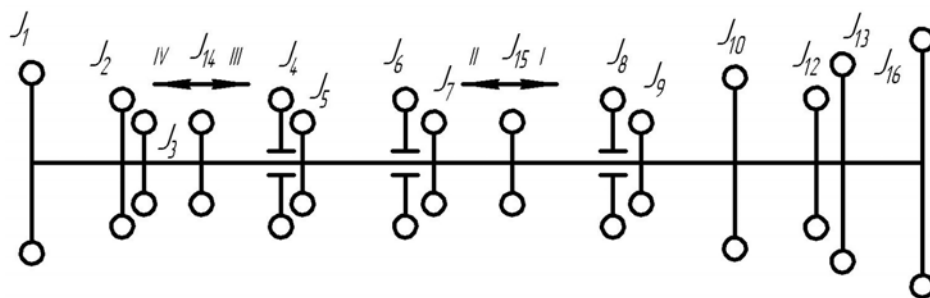


Рис. 2.2. Загальна динамічна модель трансмісії

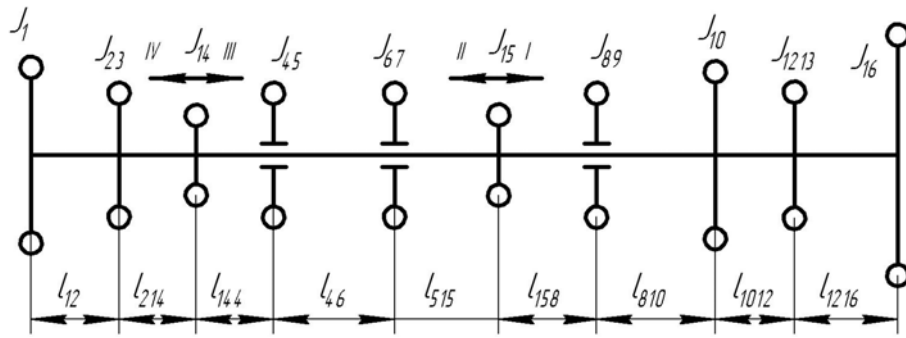


Рис. 2.3. Приведена загальна динамічна модель у нейтральному положенні трансмісії

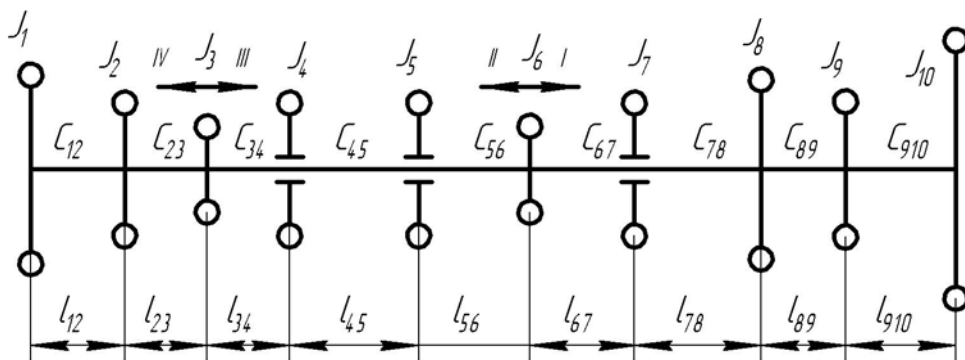


Рис. 2.4. Приведена загальна динамічна модель у нейтральному положенні трансмісії зі зміною позначень

2.1.1. Розробка математичної моделі трансмісії автомобіля на першій передачі.

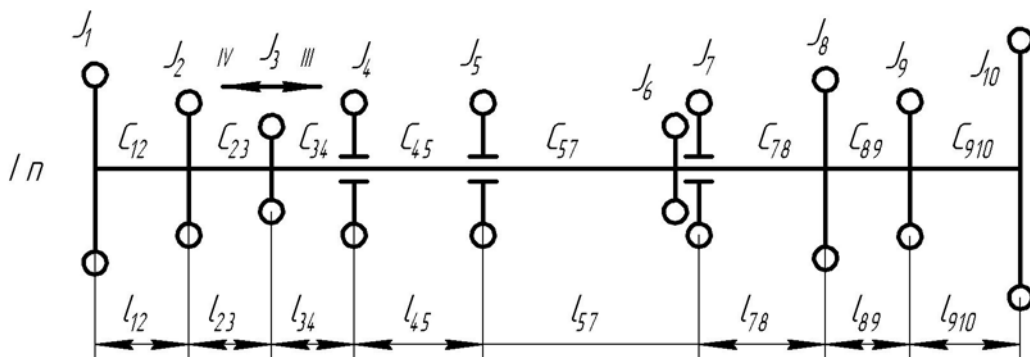


Рис. 2.5. Динамічна модель трансмісії при включеній першій передачі

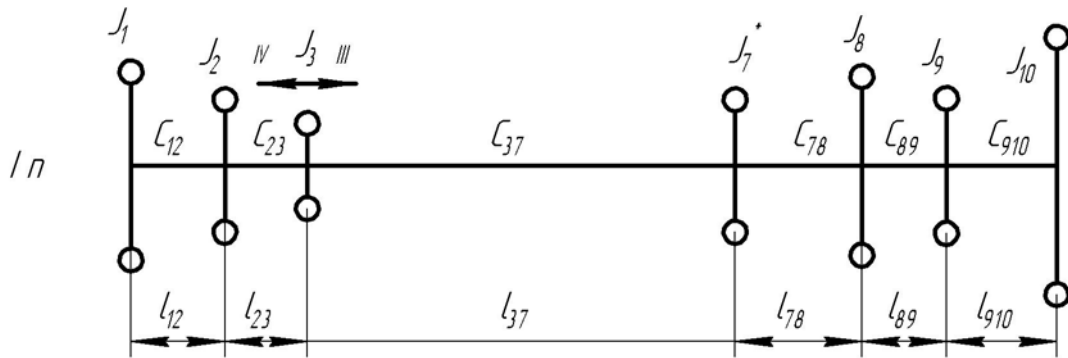


Рис. 2.6. Приведена динамічна модель трансмісії при включеній першій передачі зі зміною позначень

Для створення математичної моделі (диференціальних рівнянь руху мас механічної трансмісії) трансмісії класичної компоновки легкового автомобіля 4×2, що представляє собою складну механічну систему, доцільно скористатися рівнянням Лагранжа другого роду, яке для консервативної системи має вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = 0, \quad (2.1)$$

де Γ і Π – кінетична й потенціальна енергії системи;

Φ – функція розсіювання;

t – час;

q_i – узагальнені координати, що визначають положення системи;

$q_i = 1, 2, 3, \dots, n$; ($n = 7$) – число ступенів вільності системи рівне числу рівнянь);

\dot{q}_i – узагальнені швидкості;

Узагальнені координати вибираємо так, щоб одержати найбільш просту систему диференціальних рівнянь руху: узагальнені координати не повинні мати динамічних зв'язків. При такому виборі координат, вираження кінетичної енергії має діагональний вигляд, тобто у нього входять тільки квадрати узагальнених швидкостей і у кожному диференціальному рівнянні опиниться тільки один член зі старшою (другою) похідною узагальненої координати за часом; тому легко здійснити перехід до нормальної системи рівнянь першого порядку.

Кінетична і потенціальна енергії системи [22], визначаються як функції узагальнених координат q_i і їх похідних \dot{q}_i . Кінетична енергія для n – масової крутильної системи дорівнює сумі кінетичних енергій тіл, що складають систему:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_7 + T_8 + T_9 + T_{10}, \quad (2.2)$$

де T_1 – кінетична енергія маси маховика m_1 ;

T_2 – кінетична енергія зведеної маси шестерні первинного валу m_2 з блоком шестерень на проміжному валу коробки передач $m_3, m_5, m_7, m_2, m_9, m_{11}$;

T_3 – кінетична енергія маси зубчастої маточини з синхронізатором та ковзною муфтою m_3 III–IV передач на вторинному валу;

T_7 – кінетична енергія зведених мас шестерні першої передачі на вторинному і проміжному валах і зубчастою маточиною з синхронізатором та ковзною муфтою I–II передач на вторинному валу;

T_8 – кінетична енергія маси шестерні заднього ходу на вторинному валу;

T_9 – кінетична енергія маси зубчастої маточини з синхронізатором та ковзною муфтою;

T_{10} – кінетична енергія маси m_{10} коліс автомобіля.

Відповідно до теореми Кьоніга кінетична енергія твердого тіла, що здійснює плоский рух, складається з кінетичної енергії його центра мас, у поступальному русі, плюс кінетична енергія тіла в його обертовому русі навколо осі, що проходить через центр мас тіла, у якому передбачається зосередження маси всього тіла

$$T = \frac{1}{2} \left(m_i v_i^2 + J_i \omega_i^2 \right), \quad (i = 1 \dots 7). \quad (2.3)$$

Враховуючи те, що у нашому випадку відсутній лінійний рух, у формулі (2.3) залишиться одна складова $J_i \omega_i^2$ тобто всі елементи трансмісії автомобіля здійснюють обертальний рух

$$T = \frac{1}{2} J_i \omega_i^2, \quad (i = 1 \dots 7). \quad (2.4)$$

Після підстановки значення кутових $\omega_i = \dot{\varphi}_i$ швидкостей, а також значення моментів інерції J_i у формулу (2.4), визначимо кінетичну енергію кожного із тіл, що входять у механічну систему трансмісії.

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2. \quad (2.5)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (2.6)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2. \quad (2.7)$$

$$T_7 = \frac{1}{2} J_7 \dot{\varphi}_7^2. \quad (2.8)$$

$$T_8 = \frac{1}{2} J_8 \dot{\varphi}_8^2. \quad (2.9)$$

$$T_9 = \frac{1}{2} J_9 \dot{\varphi}_9^2. \quad (2.10)$$

$$T_{10} = \frac{1}{2} J_{10} \dot{\varphi}_{10}^2. \quad (2.11)$$

$$\sum_{n=1}^{n=7} \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \dot{\varphi}_3^2 + J_7 \dot{\varphi}_7^2 + J_8 \dot{\varphi}_8^2 + J_9 \dot{\varphi}_9^2 + J_{10} \dot{\varphi}_{10}^2). \quad (2.12)$$

Після підстановки виразу (2.12) сумарної кінетичної енергії системи у рівняння Лагранжа (2.1) і диференціювання двічі кожної складової, одержали

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = 2 \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1 = J_1 \dot{\varphi}_1,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = J_1 \ddot{\varphi}_1. \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = 2 \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2 = J_2 \dot{\varphi}_2,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = J_2 \ddot{\varphi}_2. \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} = 2 \frac{1}{2} J_3 \dot{\phi}_3 = J_3 \dot{\phi}_3,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} \right) = J_3 \ddot{\phi}_3. \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_7} = 2 \frac{1}{2} J_7 \dot{\phi}_7 = J_7 \dot{\phi}_7,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_7} \right) = J_7 \ddot{\phi}_7. \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_8} = 2 \frac{1}{2} J_8 \dot{\phi}_8 = J_8 \dot{\phi}_8,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_8} \right) = J_8 \ddot{\phi}_8. \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_9} = 2 \frac{1}{2} J_9 \dot{\phi}_9 = J_9 \dot{\phi}_9,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_9} \right) = J_9 \ddot{\phi}_9. \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_{10}} = 2 \frac{1}{2} J_{10} \dot{\phi}_{10} = J_{10} \dot{\phi}_{10},$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_{10}} \right) = J_{10} \ddot{\phi}_{10}. \quad (2.19)$$

Потенційну енергію пружних сил системи визначаємо за теоремою Клапейрона, як алгебраїчну суму потенційних енергій, накопичених за рахунок пружних деформацій елементів, що з'єднують відповідні маси. Позитивні кути повороту приймаємо за ходом годинникової стрілки.

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i \Delta \phi_i^2 \quad (2.20)$$

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} c_{12} \delta_{12}^2. \quad (2.21)$$

З рис. 2.6 видно, що кутова деформація δ_{12} від закручування валу на ділянці l_{12} пов'язана з узагальненими координатами φ_1 і φ_2 співвідношенням

$$\delta_{12} = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (2.22)$$

Після підстановки (2.22) в формулу (2.21) одержали

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (2.23)$$

$$\Pi_2 = \frac{1}{2} c_{23} \delta_{23}^2. \quad (2.24)$$

Кутова деформація валу δ_{23} на ділянці l_{23} пов'язана з узагальненими координатами φ_2 і φ_3 співвідношенням

$$\delta_{23} = \varphi_2 - \varphi_3. \quad (2.25)$$

Після підстановки (2.25) в формулу (2.24) одержали

$$\Pi_2 = \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2. \quad (2.26)$$

$$\Pi_3 = \frac{1}{2} c_{37} \delta_{37}^2. \quad (2.27)$$

Кутова деформація валу δ_{37} на ділянці l_{37} пов'язана з узагальненими координатами φ_3 і φ_7 співвідношенням

$$\delta_{37} = \varphi_3 - \varphi_7. \quad (2.28)$$

Після підстановки (2.28) в формулу (2.27) одержали

$$\Pi_3 = \frac{1}{2} c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7)^2. \quad (2.29)$$

$$\Pi_7 = \frac{1}{2} c_{78} \delta_{78}^2. \quad (2.30)$$

Кутова деформація валу δ_{78} на ділянці l_{78} пов'язана з узагальненими координатами φ_7 і φ_8 співвідношенням

$$\delta_{78} = \varphi_7 - \varphi_8. \quad (2.31)$$

Після підстановки (2.31) в формулу (2.30) одержали

$$\Pi_7 = \frac{1}{2} c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8)^2. \quad (2.32)$$

$$\Pi_8 = \frac{1}{2} c_{89} \delta_{89}^2. \quad (2.33)$$

Кутова деформація валу δ_{89} на ділянці l_{89} пов'язана з узагальненими координатами φ_8 і φ_9 співвідношенням

$$\delta_{89} = \varphi_8 - \varphi_9. \quad (2.34)$$

Після підстановки (2.34) в формулу (2.33) одержали

$$\Pi_8 = \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9)^2. \quad (2.35)$$

$$\Pi_9 = \frac{1}{2} c_{910} \delta_{910}^2. \quad (2.36)$$

Кутова деформація валу δ_{910} на ділянці l_{910} пов'язана з узагальненими координатами φ_9 і φ_{10} співвідношенням

$$\delta_{910} = \varphi_9 - \varphi_{10}. \quad (2.37)$$

Після підстановки (2.37) в формулу (2.36) одержали

$$\Pi_9 = \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10})^2. \quad (2.38)$$

Сумарна потенційна енергія системи

$$\begin{aligned} \sum \Pi = & \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8)^2 + \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9)^2 + \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10})^2. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Після підставлення значення сумарної (2.39) потенційної енергії у рівняння Лагранжа (2.1), і визначення частинних похідних за всіма змінними ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_7, \varphi_8, \varphi_9, \varphi_{10}$) отримали:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = 2 \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot 1 = c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2); \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = 2 \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) (-1) + 2 \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot 1 = c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3); \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} = 2 \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) (-1) + 2 \frac{1}{2} c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) \cdot 1 = -c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7); \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_7} = 2 \frac{1}{2} c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) + 2 \frac{1}{2} c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) = c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) (-1) + c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) \cdot 1 = -c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) + c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) \quad (2.43)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_8} = 2 \frac{1}{2} c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) (-1) + 2 \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) \cdot 1 = -c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) + c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9); \quad (2.44)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_9} &= \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) (-1) + 2 \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) \cdot 1 = -c_{89} \varphi_8 + c_{89} \varphi_9 + c_{910} \varphi_9 - c_{910} \varphi_{10} = \\ &= -c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}); \end{aligned} \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_{10}} = 2 \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) (-1) = -c_{910} \varphi_9 + c_{910} \varphi_{10} = -c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}). \quad (2.46)$$

Після складання виразів за результатами диференціювання кінетичної і потенціальної енергій (2.13 з 2.40, 2.24 з 2.41, 2.15 з 2.42, 2.16 з 2.2.43, 2.17 з 2.44, 2.8 з 2.45, і 2.19 з 2,46) отримали систему з семи однорідних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують вільні крутильні коливання трансмісії автомобіля на першій передачі, яка має наступний вигляд

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) + c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) = 0; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 - c_{37} (\varphi_3 - \varphi_7) + c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{78} (\varphi_7 - \varphi_8) + c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0. \end{cases} \quad (2.47)$$

де $J_1, J_2, J_3, J_7, J_8, J_9, J_{10}$ – моменти інерції зосереджених мас;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_7, \varphi_8, \varphi_9, \varphi_{10}$ – кути повороту зосереджених мас;

$c_{12}, c_{23}, c_{37}, c_{78}, c_{89}, c_{910}$ – кутові жорсткості пружних ділянок валу між масами.

За таким же алгоритмом розроблені динамічні і математичні моделі, що описують вільні крутильні коливання трансмісії автомобіля на II, III і IV передачах.

На рис. 2.7 і 2.8 представлені динамічні моделі трансмісії на другій передачі.

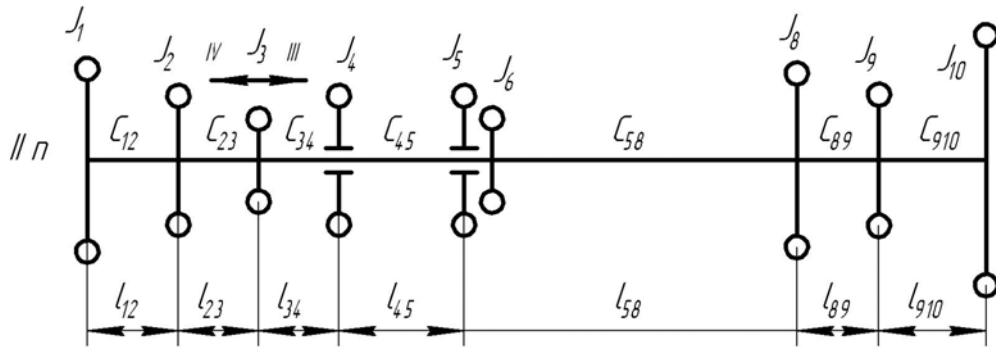


Рис. 2.7. Динамічна модель трансмісії при включеній другій передачі

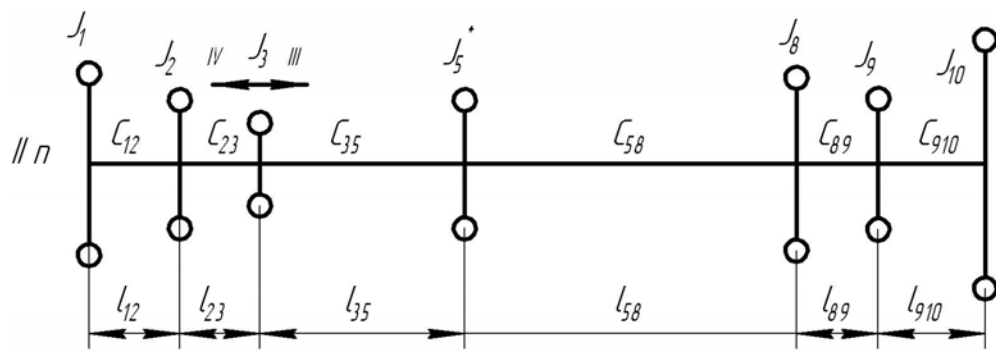


Рис. 2.8. Приведена динамічна модель трансмісії при включеній другій передачі зі зміною позначень

Сумарна кінетична енергія трансмісії на другій передачі

$$\sum_{n=1}^{n=7} \frac{1}{2} (J_1 \varphi_1^2 + J_2 \varphi_2^2 + J_3 \varphi_3^2 + J_5 \varphi_5^2 + J_8 \varphi_8^2 + J_9 \varphi_9^2 + J_{10} \varphi_{11}^2). \quad (2.48)$$

Сумарна потенційна енергія пружних сил трансмісії на другій передачі

$$\begin{aligned} \sum \Pi = & \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} c_{35} (\varphi_3 - \varphi_5)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{58} (\varphi_5 - \varphi_8)^2 + \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9)^2 + \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10})^2. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Система диференціальних рівнянь, що описує коливання трансмісії (рис. 2.7 і 2.8) на другій передачі має вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + c_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) = 0; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 + c_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) + c_{58}(\varphi_5 - \varphi_8) = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 + c_{58}(\varphi_5 - \varphi_8) + c_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 + c_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) + c_{910}(\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} + c_{910}(\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0. \end{cases} \quad (2.50)$$

На рис. 2.9 і 2.10 представлені динамічні моделі трансмісії на третій передачі.

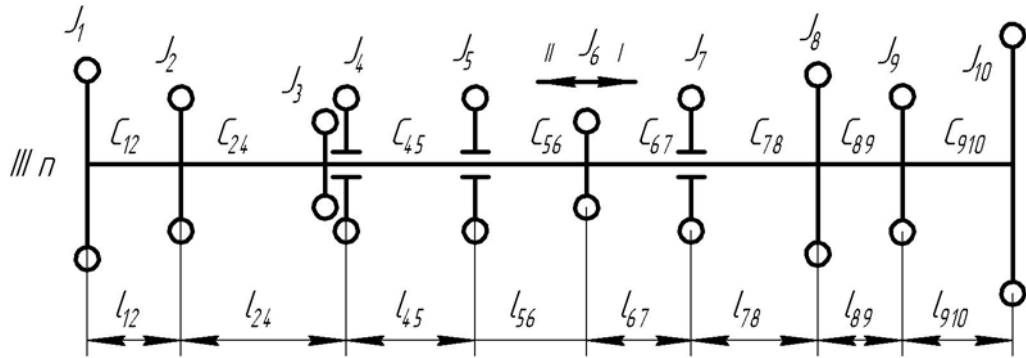


Рис. 2.9. Динамічна модель трансмісії при включеній третій передачі

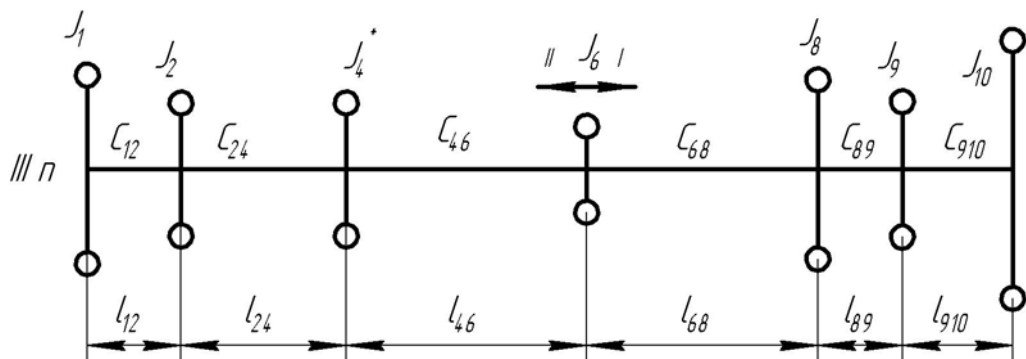


Рис. 2.10. Приведена динамічна модель трансмісії при включеній третій передачі зі зміною позначень

Сумарна кінетична енергія трансмісії на третій передачі

$$\sum_{n=1}^{n=7} T = \frac{1}{2} (J_1 \varphi_1^2 + J_2 \varphi_2^2 + J_4 \varphi_4^2 + J_6 \varphi_6^2 + J_8 \varphi_8^2 + J_9 \varphi_9^2 + J_{10} \varphi_{10}^2). \quad (2.51)$$

Сумарна потенційна енергія пружних сил трансмісії на третій передачі

$$\begin{aligned} \sum \Pi = & \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_{24} (\varphi_2 - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} c_{46} (\varphi_4 - \varphi_6)^2 + \\ & \frac{1}{2} c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8)^2 + \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9)^2 + \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10})^2. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Система диференційних рівнянь, що описують коливання трансмісії автомобіля на третій передачі:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{24} (\varphi_2 - \varphi_4) = 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{24} (\varphi_2 - \varphi_4) + c_{46} (\varphi_4 - \varphi_6) = 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{46} (\varphi_4 - \varphi_6) + c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8) = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8) + c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0. \end{cases} \quad (2.53)$$

На рис. 2.11 і 2.12 представлені динамічні моделі трансмісії на четвертій передачі.

Сумарна кінетична енергія трансмісії на четвертій передачі

$$\sum_{n=1}^{n=7} T = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + J_6 \dot{\varphi}_6^2 + J_8 \dot{\varphi}_8^2 + J_9 \dot{\varphi}_9^2 + J_{10} \dot{\varphi}_{10}^2). \quad (2.54)$$

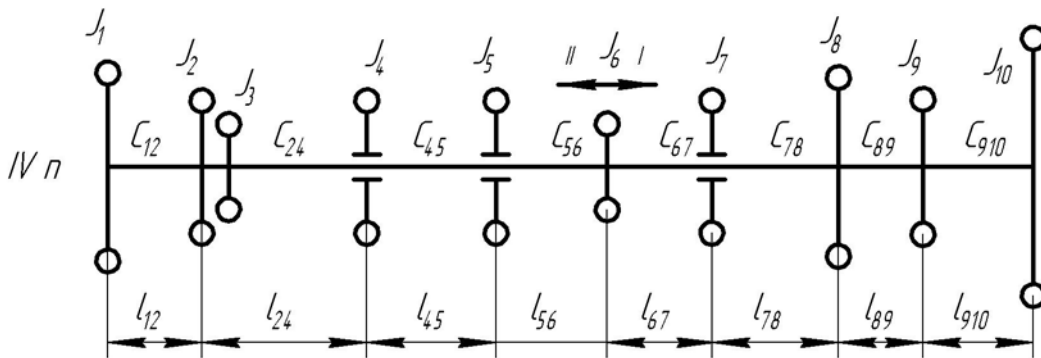


Рис. 2.11. Динамічна модель трансмісії при включеній четвертій передачі

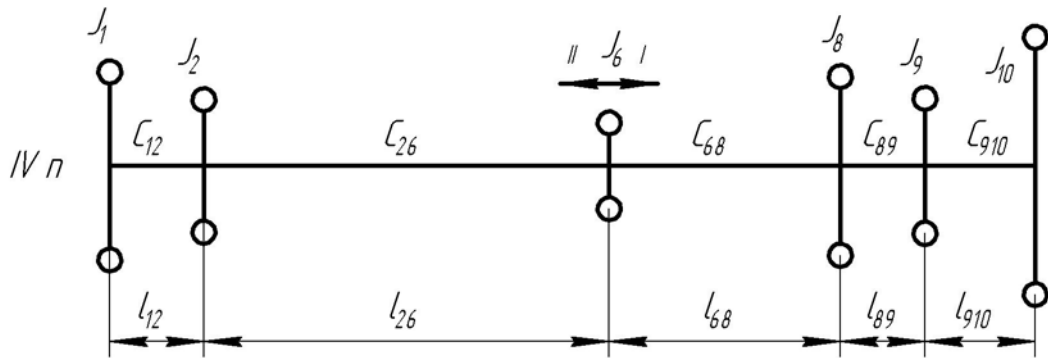


Рис. 2.12. Приведена динамічна модель трансмісії при включеній четвертій передачі зі зміною позначень

Сумарна потенційна енергія пружних сил трансмісії на четвертій передачі

$$\sum \Pi = \frac{1}{2} c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_{26} (\varphi_2 - \varphi_6)^2 + \frac{1}{2} c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8)^2 + \frac{1}{2} c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9)^2 + \frac{1}{2} c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10})^2. \quad (2.55)$$

У відповідності з динамічною моделлю трансмісії на четвертій передачі (рис. 2.2) розроблена математична модель.

Система диференціальних рівнянь, що описують коливання трансмісії на четвертій передачі:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{26} (\varphi_2 - \varphi_6) = 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{26} (\varphi_2 - \varphi_6) + c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8) = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{68} (\varphi_6 - \varphi_8) + c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{89} (\varphi_8 - \varphi_9) + c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{910} (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0. \end{cases} \quad (2.56)$$

де $J_1, J_2, J_6, J_8, J_9, J_{10}$ – моменти інерції зосереджених мас;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_6, \varphi_8, \varphi_9, \varphi_{10}$ – кути повороту зосереджених мас;

$c_{12}, c_{26}, c_{68}, c_{89}, c_{910}$ – кутові жорсткості пружних ділянок валу між масами.

Математичні моделі механічної системи «двигун-трансмісія-автомобіль» мають змінну структуру, що залежить від того у якому положенні знаходяться

обертаючі елементи на вторинному валу коробки зміни передач. Кожне положення залежить від передачі на якій рухається автомобіль і описується відповідною системою рівнянь руху зосереджених мас.

Різний вид рівнянь для крайніх мас і тих які між ними пояснюється тим, що відновлювальний момент сил пружності для крайніх мас діє з одного боку, а для мас, які між ними с обох боків від них: зліва – від’ємний, справа – додатний.

2.1.2. Підготовка системи однорідних диференціальних рівнянь другого порядку для розробки основної програми для визначення частот і форм вільних коливань чисельним методом. Існує декілька методів розрахунку частот таких коливань. Найбільш розповсюдженим з них для вирішення даної задачі необхідно вибрати один з трьох існуючих методів розрахунку величин, що вимагаються метод залишку [8, 15], методи Толле, В.П. Терских [15, 16] Хольцера і матричний (QR алгоритм) [8, 15].

Метод залишку заснований на тому, що при вільних крутильних коливаннях приведеної системи трансмісії сума моментів сил пружності окремих ділянок валу $\sum M_{пр}$ і моментів сил інерції усіх мас, що коливаються $\sum M_{ин}$ повинна дорівнювати нулю:

$$\sum M_{пр} + \sum M_{ин} = 0. \quad (2.57)$$

Спочатку визначають величину $\sum M_{пр} + \sum M_{ин} = R_i(\omega_{ci})$, де $R_i(\omega_{ci})$ – залишковий момент при коливаннях багатомасової трансмісії автомобіля приблизно заданій частоті ω_{ci} . Якщо залишковий момент $R_i(\omega_{ci})$ не дорівнює нулю, то задають наближене значення частоти ω_{ci1} , визначають залишковий момент $R_i(\omega_{ci1})$ і знову перевіряють умову.

Після n -ї кількості спроб знаходять шукану частоту ω_c , при якій

$$\sum M_{уп} + \sum M_{ин} = R = 0. \quad (2.58)$$

де R – залишковий момент при коливаннях трансмісії з частотою ω_c .

Коливання i -й маси відбуваються за гармонічним законом.

$$\varphi_i = a_i \cos \omega t, \quad (2.59)$$

де φ_i – кут повороту i -ї маси; a_i – амплітуда коливань i -ї маси.

Практичні способи знаходження частот і форм власних коливань крутильних багатомасових систем у більшості засновані на рішенні системи рівнянь шляхом послідовних підстановок пробних значень власної частоти ω .

Метод Толле ґрунтується на рівності нулю суми моментів сил пружності і сил інерції мас системи при власних коливаннях.

Метод В.П. Терських (метод ланцюгових дробів) складається у вирішенні рівняння у вигляді ланцюгової дробі за допомогою пробних підстановок. Суть цього методу полягає у визначенні величини еквівалентної динамічної жорсткості за допомогою ланцюгової дробі.

Функція Терських рекурсивна, тобто вона викликає себе.

До переваг цього методу можна віднести простоту реалізації рекурсивним способом і легкістю перевірки правильності рішення. Недоліком методу є поява «хибних» рішень, коли у момент проходження через нуль значення рівняння функція переривається. Крім того, з зростанням частоти ω виникає необхідність зменшувати крок обчислювань, щоб не пропустити рішення.

Метод Хольцера. Рішення диференціальних рівнянь вільних крутильних коливань можна знайти у вигляді $\varphi_i = c_i \cos \omega_c$.

Даний метод є найбільш складним в реалізації на ЕВМ із-за великої кількості перетворень. Машинна складність цього методу також сама висока з цих трьох методів. Крім того, цей метод має усі недоліки для методу Толле.

Таким чином з наведених методів найбільш зручним для реалізації на ЕВМ є метод Толле завдяки простоті його реалізації і малій машинній складності. Метод Терських простіше реалізується на ЕВМ, але він має велику машинну складність і для визначення амплітуд коливань системи на власних частотах потребує додаткових обчислень.

Для нашого випадку скористаємося стандартними підпрограмами для підготовки матриць і обчислення власних значень і векторів:

Підпрограма MINV використовується для обернення матриці загального виду. Використовується стандартний метод Гаусса-Жордана з одночасним обчисленням визначника. Нульовий визначник указує, що матриця вироджена.

Підпрограма GMPRD для множення двох матриць, що зберігаються загальним способом.

Підпрограма ELMHES для приведення несиметричної матриці до Форми Хесенберга.

Підпрограма HQR2 з алгоритмом QR для обчислення власних значень і векторів матриці Хесенберга.

Підпрограма CDIV – розподіл комплексних чисел.

Для визначення частот власних коливань приводимо системи рівнянь (2.47), що описують крутильні коливання трансмісії автомобіля на першій передачі до виду зручному для складання основної програми з використання ЕОМ.

На першому етапі після перегрупування коефіцієнтів жорсткості система рівнянь прийняла наступний вигляд

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \varphi_1 - c_{12} \varphi_2 = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} \varphi_1 + c_{12} \varphi_2 + c_{23} \varphi_2 - c_{23} \varphi_3 = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} \varphi_2 + c_{23} \varphi_3 + c_{37} \varphi_3 - c_{37} \varphi_7 = 0; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 - c_{37} \varphi_3 + c_{37} \varphi_7 + c_{78} \varphi_7 - c_{78} \varphi_8 = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{78} \varphi_7 + c_{78} \varphi_8 + c_{89} \varphi_8 - c_{89} \varphi_9 = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{89} \varphi_8 + c_{89} \varphi_9 + c_{910} \varphi_9 - c_{910} \varphi_{10} = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{910} \varphi_9 + c_{910} \varphi_{10} = 0. \end{cases} \quad (2.60)$$

Для складання математичних комп'ютерних програм необхідно перетворити її з визначенням частот власних крутильних коливань трансмісії у наступному вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \varphi_1 - c_{12} \varphi_2 = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} \varphi_1 + (c_{12} + c_{23}) \varphi_2 - c_{23} \varphi_3 = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} \varphi_2 + (c_{23} + c_{37}) \varphi_3 - c_{37} \varphi_7 = 0; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 - c_{37} \varphi_3 + (c_{37} + c_{78}) \varphi_7 - c_{78} \varphi_8 = 0; \\ J_8 \ddot{\varphi}_8 - c_{78} \varphi_7 + (c_{78} + c_{89}) \varphi_8 - c_{89} \varphi_9 = 0; \\ J_9 \ddot{\varphi}_9 - c_{89} \varphi_8 + (c_{89} + c_{910}) \varphi_9 - c_{910} \varphi_{10} = 0; \\ J_{10} \ddot{\varphi}_{10} - c_{910} \varphi_9 + c_{910} \varphi_{10} = 0. \end{array} \right. \quad (2.61)$$

Складемо матриці інерційних коефіцієнтів та коефіцієнтів жорсткості ділянок валів.

Матриця інерційних коефіцієнтів для першої передачі.

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{10} \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

Матриця коефіцієнтів жорсткості для першої передачі.

Створимо матрицю коефіцієнтів жорсткості

$$C = \begin{bmatrix} c_{12} & -c_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} & -c_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{23} & c_{23} + c_{37} & -c_{37} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{37} & c_{37} + c_{78} & -c_{78} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{78} & c_{78} + c_{89} & -c_{89} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{89} & c_{89} + c_{910} & -c_{910} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{910} & c_{910} \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

Аналогічно з наведеними матрицями (2.62) і (2.63) для першої передачі складаються і для інших передач.

2.2. Розробка математичних моделей для визначення амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля під дією гармонічної вимушеної сили

Для складання диференціальних рівнянь руху мас механічної системи при дії зовнішніх сил рівняння Лагранжа другого роду, яке має вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i. \quad (2.64)$$

Це рівняння відрізняється від попереднього наявністю функція розсіювання (Φ), узагальнених швидкостей (\dot{q}_i) і Q_i – узагальнених сил.

де T і Π – кінетична й потенціальна енергії системи;

Φ – функція розсіювання;

t – час;

q_i – узагальнені координати, що визначають положення системи;

$q_i=1, 2, 3, \dots, n$; ($n=7$) – число ступенів вільності системи рівне числу рівнянь;

\dot{q}_i – узагальнені швидкості;

Q_i – узагальнені сили.

Зовнішнім впливом у системі при визначенні амплітудно-частотних характеристик є момент двигуна з неврівноваженою масою, а при русі автомобіля це обертовий рушійний момент, що передається на трансмісію двигуном внутрішнього згорання і момент сил опору на колесах автомобіля.

Для визначення амплітуд на першій передачі скористаємося системою рівнянь (2.61) і доповнимо її дисипативною функцією в результаті чого отримали нову систему диференціальних рівнянь.

Система диференціальних рівнянь для першої з урахуванням дисипативної функції має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l}
J_1 \ddot{\phi}_1 + \beta_{12} \dot{\phi}_1 - \beta_{12} \dot{\phi}_2 + c_{12} \phi_1 - c_{12} \phi_2 = P \sin \omega t; \\
J_2 \ddot{\phi}_2 - \beta_{12} \dot{\phi}_1 + (\beta_{12} + \beta_{23}) \dot{\phi}_2 - \beta_{23} \dot{\phi}_3 - \\
-c_{12} \phi_1 + (c_{12} + c_{23}) \phi_2 - c_{23} \phi_3 = 0; \\
J_3 \ddot{\phi}_3 - \beta_{23} \dot{\phi}_2 + (\beta_{23} + \beta_{37}) \dot{\phi}_3 - \beta_{37} \dot{\phi}_7 - \\
-c_{23} \phi_2 + (c_{23} + c_{37}) \phi_3 - c_{37} \phi_7 = 0; \\
J_7 \ddot{\phi}_7 - \beta_{37} \dot{\phi}_3 + (\beta_{37} + \beta_{78}) \dot{\phi}_7 - \beta_{78} \dot{\phi}_8 - \\
-c_{37} \phi_3 + (c_{37} + c_{78}) \phi_7 - c_{78} \phi_8 = 0; \\
J_8 \ddot{\phi}_8 - \beta_{78} \dot{\phi}_7 + (\beta_{78} + \beta_{89}) \dot{\phi}_8 - \beta_{89} \dot{\phi}_9 - \\
-c_{78} \phi_7 + (c_{78} + c_{89}) \phi_8 - c_{89} \phi_9 = 0; \\
J_9 \ddot{\phi}_9 - \beta_{89} \dot{\phi}_8 + (\beta_{89} + \beta_{910}) \dot{\phi}_9 - \beta_{910} \dot{\phi}_{10} - \\
-c_{89} \phi_8 + (c_{89} + c_{910}) \phi_9 - c_{910} \phi_{10} = 0; \\
J_{10} \ddot{\phi}_{10} - \beta_{910} \dot{\phi}_9 + \beta_{910} \dot{\phi}_{10} - c_{910} \phi_9 + c_{910} \phi_{10} = 0.
\end{array} \right. \quad (2.65)$$

Для перетворення системи диференційних рівнянь (2.65) з можливістю вбудови відповідних коефіцієнтів, основну комп'ютерну програму створимо комбіновані матриці коефіцієнтів жорсткості з інерційними коефіцієнтами і матриці коефіцієнтів демпфування, які мають вигляд.

$$C = \begin{bmatrix}
c_{12} - j_1 \omega_1^2 & -c_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-c_{12} & c_{12} + c_{23} - j_3 \omega_1^2 & -c_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -c_{23} & c_{23} + c_{37} - j_3 \omega_1^2 & -c_{37} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & -c_{37} & c_{37} + c_{78} - j_7 \omega_1^2 & -c_{78} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -c_{78} & c_{78} + c_{89} - j_8 \omega_1^2 & -c_{89} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -c_{89} & c_{89} + c_{910} - j_9 \omega_1^2 & -c_{910} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{910} & c_{910} - j_{10} \omega_1^2
\end{bmatrix} \quad (2.66)$$

Матриця коефіцієнтів демпфірування частотою ω_1 з якою обертається дебалансний вал вібратора.

$$B = \begin{bmatrix} \beta_{12} - \omega_1 & -\beta_{12} - \omega_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\beta_{12} - \omega_1 & \beta_{12} + \beta_{23} - \omega_1 & -\beta_{23} - \omega_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\beta_{23} - \omega_1 & \beta_{23} + \beta_{37} - \omega_1 & -\beta_{37} - \omega_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\beta_{37} - \omega_1 & \beta_{37} + \beta_{78} - \omega_1 & -\beta_{78} - \omega_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\beta_{78} - \omega_1 & \beta_{78} + \beta_{89} - \omega_1 & -\beta_{89} - \omega_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta_{89} - \omega_1 & \beta_{89} + \beta_{910} - \omega_1 & -\beta_{910} - \omega_1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta_{910} - \omega_1 & \beta_{910} - \omega_1 \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

Аналогічно з наведеними матрицями (2.66) і (2.67) для першої передачі складаються і для інших передач.

Висновки до другого розділу

1. Складено динамічні та математичні моделі для визначення власних частот і форм крутильних коливань трансмісії автомобіля.
2. Складено математичні моделі для визначення амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля під дією гармонічної вимушеної сили.
3. Розроблені комп'ютерні програми для визначення власних частот і власних векторів для першої передачі та для визначення амплітуд вимушених коливань трансмісії автомобіля під дією гармонічної вимушеної сили.

РОЗДІЛ 3

ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА АМПЛІТУД
ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ3.1. Визначення передавальних відношень зубчастих передач трансмісії
автомобіля

Передавальне відношення будь-якої механічної передачі, є відношення кутових частот обертання первинного і вихідного валів. Тим самим, при значенні вище 1 механічна передача є понижуючою (редуктор), а нижче 1 (мультиплікатор). Найбільш частішим є використання понижаючих передач, так як двигуни звичайно мають більш високу частоту обертання, чим пристрої що ними приводяться в обертання

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (3.1)$$

де ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ланок.

Передавальне відношення моментів механічної передачі обертанням дорівнює відношенню моментів на вихідному і вхідному валах.

$$u_{12} = \frac{M_2}{M_1}, \quad (3.2)$$

де M_1 і M_2 крутні моменти вхідного і вихідного валів. Між передавальними відношеннями за кутовими швидкостями кутовим швидкостям і моментам є різниця, оскільки передачі мають звичайно ККД відмінний від одиниці. В результаті крутний момент валів і кутові швидкості будуть зв'язані наступним співвідношенням:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} \eta_M = \frac{M_2}{M_1}, \quad (3.3)$$

де η_M – механічний ККД передачі.

Що стосується трансмісії автомобіля з зубчастими колесами то слід відзначити наступне – передавальне число – це не що інше як відношення числа зубів веденої шестірні до числа зубів ведучої (КЗП або редуктора ведучого мосту). На практиці це виглядає наступним чином. Якщо одна (ведена) шестірня має 60 зубів, а друга (ведуча)-30, то передавальне число даної пари дорівнює 2 (60:30).

Передавальне число – одно з основних характеристик зубчастих передач, які забезпечують передачу обертового моменту від двигуна на привід якогось-небудь іншого пристрою (вузла).

У звичайних автомобілях момент, що передається від двигуна внутрішнього згоряння до ведучих коліс через КЗП (крім 4-ї, 5-ї та 6-ї передач) и редуктор ведучого моста, збільшується. В багатьох позашляховиках величину моменту що передається доповнююче змінює роздавальна коробка зі зниженим рядом передач.

Передавальні числа коробки передач і трансмісії в цілому наведені в табл. 2.1

3.2. Визначення обертових мас деталей елементів трансмісії

Маси шестерень які виконані заодно з первинним і проміжним валами визначаються за формулою

$$m_i = \frac{\pi D_i^2}{4} B_i \gamma, \quad (3.4)$$

де D_i – діаметр ділильного кола шестерні;

B_i – товщина шестерні.

Маси шестерень які вільно обертаються на вторинному валу визначаються на вагах або за формулою

$$m_i = \frac{\pi (D_i^2 - d_i^2)}{4} B_i \gamma, \quad (3.5)$$

Після розрахунку одержали такі масові характеристики елементів трансмісії:

$m_1 = 6,87$ кг – маса маховика;

$m_2 = 0,326$ кг – маса шестерні первинного вала постійного зчеплення.

Маси шестірень на вторинному валу:

$m_4 = 0,419$ кг – шестерня III передачі;

$m_6 = 0,595$ – шестерня другої передачі;

$m_8 = 0,815$ кг – шестерня I передачі;

$m_{10} = 0,668$ кг – ведуча шестіря заднього ходу;

Маси шестірень на проміжному валу:

$m_3 = 0,509$ кг – шестерня постійного зчеплення;

$m_5 = 0,348$ кг – шестерня III передачі

$m_7 = 0,227$ кг – шестерня II передачі;

$m_9 = 0,132$ кг – шестерня I передачі;

$m_{11} = 0,130$ кг – шестерня заднього ходу.

$m_{12} = 0,753$ кг – ведуча шестерня головної передачі;

$m_{13} = 5,19$ кг – ведена шестерня головної передачі;

$m_{14} = 0,468$ кг – маточина синхронізатора з ковзною муфтою III і IV

передач;

$m_{15} = 0,468$ кг – маточина синхронізатора з ковзною муфтою I і II передач

$m_{16} = 15,170$ кг – маса колеса з гальмівним барабаном.

3.3. Визначення моментів інерції мас шестірень трансмісії

Момент інерції – це міра інертності при обертальному руху тіла навколо осі. Момент інерції залежить від геометричних розмірів тіла та його маси.

Момент інерції елементарної точкової маси m_i на відстані r_i від осі обертання дорівнює $J_i = m_i \cdot r_i^2$.

Момент інерції всього тіла відносно осі обертання

$$\sum J = \sum_{i=1}^n J_i, \quad (3.6)$$

де n_i – кількість елементарних мас з яких складається тіло.

При обчислюванні моменту інерції тіла відносно осі обертання, паралельної осі, що проходить через центр тяжіння тіла і знаходиться від неї на відстані R , застосовують відому формулу переходу

$$J = J_s + m \cdot R^2, \quad (3.7)$$

де J і J_i – відповідно моменти інерції тіла масою m відносно осі його обертання і осі, що проходить через центр маси тіла.

Визначимо моменти інерції обертових мас трансмісії на I передачі

$$J_1 = \frac{m_1 R_1^2}{2} = \frac{6,87 \cdot 0,135^2}{2} = 0,0626 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції маховика}$$

$$J_2 = \frac{m_2 R_2^2}{2} = \frac{0,326 \cdot 0,022^2}{2} = 7,889 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

постійного зчеплення первинного вала;

$$J_3 = \frac{m_3 R_3^2}{2} = \frac{0,509 \cdot 0,036^2}{2} = 0,000330 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні постійного}$$

зчеплення проміжного вала;

$$J_4 = \frac{m_4 R_4^2}{2} = \frac{0,419 \cdot 0,02625^2}{2} = 0,00014436 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні III}$$

передачі на вторинному валу;

$$J_5 = \frac{m_5 R_5^2}{2} = \frac{0,348 \cdot 0,030^2}{2} = 0,0001566 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

проміжного вала III передачі;

$$J_6 = \frac{m_6 R_6^2}{2} = \frac{0,595 \cdot 0,03375^2}{2} = 0,0003389 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

вторинного вала II передачі;

$$J_7 = \frac{m_7 R_7^2}{2} = \frac{0,348 \cdot 0,025^2}{2} = 0,0001875 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

проміжного вала II передачі;

$$J_8 = \frac{m_8 R_8^2}{2} = \frac{0,815 \cdot 0,04125^2}{2} = 0,0006934 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

вторинного вала I передачі;

$$J_9 = \frac{m_9 R_9^2}{2} = \frac{0,132 \cdot 0,01875^2}{2} = 2,3826 \cdot 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції шестерні}$$

проміжного вала I передачі;

$$J_{10} = \frac{m_{10} R_{10}^2}{2} = \frac{0,668 \cdot 0,0415^2}{2} = 0,0005752 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції ведучої}$$

шестерні заднього ходу;

$$J_{11} = \frac{m_{11} R_{11}^2}{2} = \frac{0,130 \cdot 0,019^2}{2} = 2,3826 \cdot 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції веденої}$$

шестерні заднього ходу;

$$J_{12} = \frac{m_{12} R_{12}^2}{2} = \frac{0,753 \cdot 0,031^2}{2} = 0,0003618 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції ведучої шестерні}$$

головної передачі;

$$J_{13} = \frac{m_{13} R_{13}^2}{2} = \frac{5,19 \cdot 0,062^2}{2} = 0,009975 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції веденої шестірні з}$$

диференційною коробкою головної передачі;

$$J_{14} = J_{15} = \frac{m_{14} R_{14}^2}{2} = \frac{0,468 \cdot 0,0325^2}{2} = 0,000247 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції маточини}$$

синхронізатора з ковзною муфтою;

$$J_{16} = \frac{m_{16} R_{16}^2}{2} = \frac{15,26 \cdot 2 \cdot 0,280^2}{2} = 1,196 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ – момент інерції двох коліс}$$

автомобіля.

Визначимо передавальні числа кожної пари шестерень.

$$u_{23} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{29}{17} = 1,705 \text{ – шестерень постійного зчеплення.}$$

$$u_{45} = \frac{z_4}{z_5} = \frac{21}{24} = 0,875 \text{ – шестерень III передачі.}$$

$$u_{67} = \frac{z_6}{z_7} = \frac{27}{20} = 1,35 \text{ – шестерень II передачі.}$$

$$u_{89} = \frac{z_8}{z_9} = \frac{33}{15} = 2,20 \text{ – шестерень I передачі.}$$

$$u_{1213} = \frac{z_{13}}{z_{12}} = \frac{43}{10} = 4,30 \text{ – шестерень головної передачі.}$$

Визначаємо приведені моменти інерції обертових мас при включенні відповідних передач.

На проміжному валу знаходяться 5 шестірень що виготовлені заодно з валом.

Визначимо приведений момент J_{2-3}

$$J_{2-3} = J_2 + u_{23}^2 J'_3, \quad (3.8)$$

де J'_3 – приведений момент блока шестірень проміжного вала.

$$J'_3 = J_3 + J_5 + J_7 + J_9 + J_{11}. \quad (3.9)$$

Після підстановки значень моментів інерції $J_3, J_5, J_7, J_9, J_{11}$ в (3,9) отримали

$$\begin{aligned} J'_3 &= 0,000330 + 0,0001566 + 0,0001419 + 2,3826 \cdot 10^{-5} + 2,2851 \cdot 10^{-5} = \\ &= 0,0006752 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \end{aligned}$$

$$\text{Тоді } J_{2-3} = J_2 + u_{23}^2 J'_3 = 0,00007889 + 1,705^2 \cdot 0,0006752 = 0,002042 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Приведений момент інерції шестерень проміжного вала до шестерні постійного зчеплення проміжного вала-3.

$$\begin{aligned} J'_3 &= J_3 + J_5 + J_7 + J_9 + J_{11} = \\ &= 0,000330 + 0,0001566 + 0,00018752 + 3826 \cdot 10^{-5} + 2,3826 \cdot 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \end{aligned}$$

$J_{4-5} = J_4 + u_{45}^2 \cdot J_5 = 0,000014436 + 0,875^2 \cdot 0,0001566 = 0,0001343 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ –
приведений момент інерції шестірен III передачі;

$J_{6-7} = J_6 + u_{67}^2 \cdot J_7 = 0,0003389 + 1,35^2 \cdot 0,0001419 = 0,0005975 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений
момент інерції шестірен II передачі;

$J_{8-9} = J_8 + u_{89}^2 \cdot J_9 = 0,0006934 + 2,2^2 \cdot 0,00002383 = 0,0008087 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений
момент інерції шестірен II передачі;

$J_{12-13} = J_{12} + u_{13-12}^2 \cdot J_{13} = 0,0003618 + 4,3^2 \cdot 0,009975 = 0,1848 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений
момент інерції шестірен головної передачі;

$J_{2-14} = J_2 + J_{14} = 7,889 \cdot 10^{-5} + 0,000247 = 0,0003259 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент
інерції шестерні постійного зчеплення з маточиною синхронізатора з ковзною
муфтою на IV передачі. Тоді момент інерції

$$J_6^* = J_{67} + J_{15} = 0,0008052 + 0,000247 = 0,001052 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2.$$

$$J_8^* = J_{89} + J_{15} = 0,0008052 + 0,000247 = 0,001052 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2.$$

$$J_5^* = J_5 + J_6 = 0,0005975 + 0,000247 = 0,0008445 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2.$$

$$J_4^* = J_3 + J_4 = 0,000247 + 0,0001343 = 0,0003813 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2.$$

Для зручності оперування в подальших розрахунках зробимо наступну
заміну індексів позначень моментів інерції зображених на рис. 2.3.

$$J_1 = J_1, \quad J_{2-3} = J_2, \quad J_{14} = J_3, \quad J_{4-5} = J_4, \quad J_{6-7} = J_5,$$

$$J_{15} = J_6, \quad J_{8-9} = J_7, \quad J_{10} = J_8, \quad J_{11-13} = J_9, \quad J_{16} = J_{10}.$$

Приведена загальна динамічна модель у нейтральному положенні
трансмісії зі зміною позначень зображена на рис. 2.4.

Крім моментів інерції на рис. 2.4 позначені жорсткість c_i і довжина
ділянок валів l_i між елементами, що обертаються на валу.

Таким чином ми маємо наступні значення моментів інерції обертових мас
 $J_1 = 0,0626 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика;

$J_2 = 0,002042 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції шестірні постійного зчеплення первинного валу з блоком шестірень проміжного валу;

$J_3 = 0,000247 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маточини синхронізатора з ковзною муфтою;

$J_4 = 0,0001343 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції шестірень первинного і вторинного валів III передачі;

$J_5 = 0,0005975 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції шестірень первинного і вторинного валів II передачі;

$J_6 = 0,000247 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маточини синхронізатора з ковзною муфтою;

$J_7 = 0,0008987 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції шестірень первинного і вторинного валів I передачі;

$J_8 = 0,0006104 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції шестірні заднього ходу;

$J_9 = 0,1848 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – приведений момент інерції конічних шестірень головної передачі;

$J_{10} = 1,196 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції коліс автомобіля.

3.3.1. Приведення моментів інерції обертових мас трансмісії на I передачі. На рис. 2.5 зображена приведена динамічна модель трансмісії при включеній першій передачі зі зміною позначень моментів інерції обертових мас.

Визначимо приведений момент інерції момент інерції маточини синхронізатора з ковзною муфтою з приведеним моментом шестірень I передачі

$$J_7^* = J_6 + J_7. \quad (3.10)$$

Після підстановки значень J_6 і J_7 формулу (3.10) одержали

$$J_7^* = 0,000247 + 0,0008087 = 0,001056 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

До першої передачі відносяться наступні моменти інерції:

$$J_1, J_2, J_3, J_7^*, J_8, J_9, J_{10}.$$

$J_1 = 0,0626 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$, $J_2 = 0,00143 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$, $J_3 = 0,000247 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$, $J_8 = 0,0006104 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$,
 $J_9 = 0,01848 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

Таблиця 3.1.

Результати розрахунку приведених моментів інерції шестірень трансмісії

Передача	Параметр, Н·м ²						
	J_1	J_2	J_3	J_7^*	J_8	J_9	J_{10}
I-ша передача	0,0626	0,00143	0,00047	0,001056	0,0006104	0,1848	1,196
II-га передача	J_1	J_2	J_3	J_5^*	J_8	J_9	J_{10}
	0,0626	0,00143	0,00047	0,0008445	0,0006104	0,1848	1,196
III-тя передача	J_1	J_2	J_4^*	J_6	J_8	J_9	J_{10}
	0,0626	0,00143	0,0003813	0,000247	0,0006104	0,1848	1,196
IV-та передача	J_1	J_2	J_6	J_8	J_9	J_{10}	–
	0,0626	0,00143	0,000247	0,0006104	0,1848	1,196	–

3.4. Визначення крутильної жорсткості валів коробки передач, а також карданного валу

Кінематична схема трансмісії легкового автомобіля з 4-х ступінчастою коробкою передач зображена на рис. 2.1.

Коефіцієнт жорсткості, (у подальшому жорсткість) c при крученні – і крутний момент $M_{кр}$ який закручує на кут $\varphi = 1$ рад.

Крутильна жорсткість круглого вала визначається за формулою опору матеріалів

$$c = \frac{GJ_p}{l} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}, \quad (3.11)$$

де G модуль зсуву, Н/м²;

$J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярний момент інерції перетину вала, м⁴ (де d – діаметр вала, м);

l – довжина ділянки вала, що закручується, м.

Після підстановки значення J_p у формулу (3.4) отримали

$$c = \frac{\pi G d^4}{32l}. \quad (3.12)$$

Результати розрахунку вище наведених параметрів знаходяться в (табл. 3.1)

Крутильна жорсткість карданного вала який у вигляді тонкостінної труби зовнішнім діаметром $D = 66$ мм і внутрішнім $d = 62$ мм визначається за наступною формулою

$$c = \frac{\pi G (D^4 - d^4)}{32l} \quad (3.13)$$

Визначення жорсткості окремих ланок валів при включеній I передачі

$$\begin{aligned} c_{12} &= \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,025^4}{32 \cdot 0,15} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 3,906 \cdot 10^{-7}}{4,8} = \frac{25102 \cdot 3,906}{4,8} = \\ &= \frac{98118,72}{4,8} = 20441 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{23} &= \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,036} = 0,785 \cdot 10^{10} \frac{2,0851 \cdot 10^{-6}}{0,036} = \\ &= 0,785 \cdot 10^5 \cdot 5,792 = 454670 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.} \end{aligned}$$

$$c_{37} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,11} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 2,085 \cdot 10^{-6}}{3,52} = 271895 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{78} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,030^4}{32 \cdot 0,066} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 8,1 \cdot 10^{-7}}{2,112} = 96340 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{89} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot (0,066^4 - 0,062^4)}{32 \cdot 1,57} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 0,4198 \cdot 10^{-5}}{50,24} = 20990 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{910} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,024^4}{32 \cdot 0,56} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 3,3177 \cdot 10^{-7}}{17,92} = 4651 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

Визначимо жорсткості окремих ланок валів при включеній II передачі.

$$c_{35} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,075} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 2,085 \cdot 10^{-6}}{2,4} = 218230 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{58} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,03^4}{32 \cdot 0,102} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 8,1 \cdot 10^{-7}}{3,264} = 62338 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

Визначимо жорсткості окремих ланок валів при включеній III передачі.

$$c_{24} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,054} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 2,085 \cdot 10^{-6}}{1,728} = 303097 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{46} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,075} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 2,085 \cdot 10^{-6}}{2,4} = 218230 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

$$c_{68} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,03^4}{32 \cdot 0,084} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 8,1 \cdot 10^{-7}}{2,688} = 756964 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

Визначимо жорсткість окремої ланки вала при включеній IV передачі.

$$c_{26} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{32 \cdot 0,129} = \frac{25,12 \cdot 10^{10} \cdot 2,085 \cdot 10^{-6}}{4,128} = 126878 \text{ Н}\cdot\text{м/рад.}$$

Результати розрахунку вище наведених параметрів зводимо в табл. 3.2.

Результати розрахунку крутильної жорсткості окремих ділянок валів трансмісії

Передача	Параметр, Н·м/рад					
	c_{12}	c_{23}	c_{37}	c_{78}	c_{89}	c_{910}
I-ша передача	20441	454670	271895	96340	20990	4651
	Параметр, Н·м/рад					
II-га передача	c_{12}	c_{23}	c_{35}	c_{58}	c_{89}	c_{910}
	20441	454670	218230	62338	20990	4651
	Параметр, Н·м/рад					
III-тя передача	c_{12}	c_{24}	c_{46}	c_{68}	c_{89}	c_{910}
	20441	303097	218230	756964	20990	4651
	Параметр, Н·м/рад					
IV-та передача	c_{12}	c_{26}	c_{68}	c_{89}	c_{910}	–
	20441	126878	756964	20990	4651	–

Висновки до третього розділу

1. Проілюстровано вплив складових мас та моментів інерції, та визначено крутильну жорсткість ділянок трансмісії легкового автомобіля.

2. Приведені табличні залежності параметрів крутильної жорсткості окремих ланок трансмісії легкового автомобіля.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ АМПЛІТУД КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

За результатами розрахунку чисельним методом з використанням ЕОМ, отриманий масив даних для побудови амплітудно-частотних характеристик. На рисунках (4.1. – 4.7) представлені амплітудно-частотні характеристики крутильних коливань окремих ланок валопроводу при включеній першій передачі (рис. 2.6, табл. 3.1, табл. 3.2).

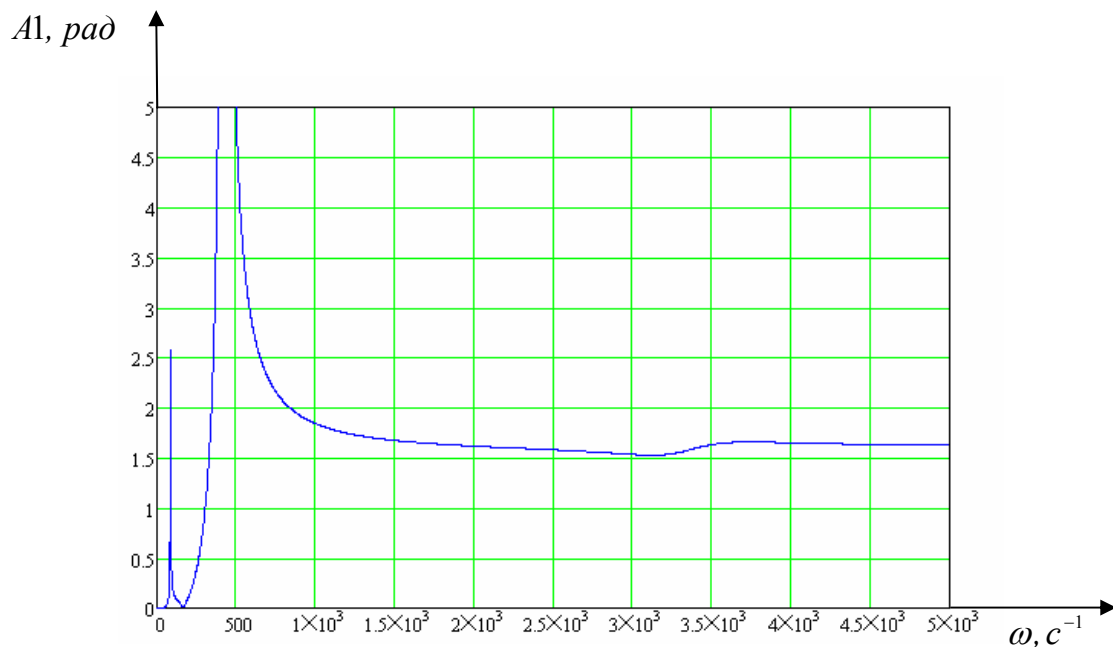


Рис. 4.1. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянки вала l_{12}

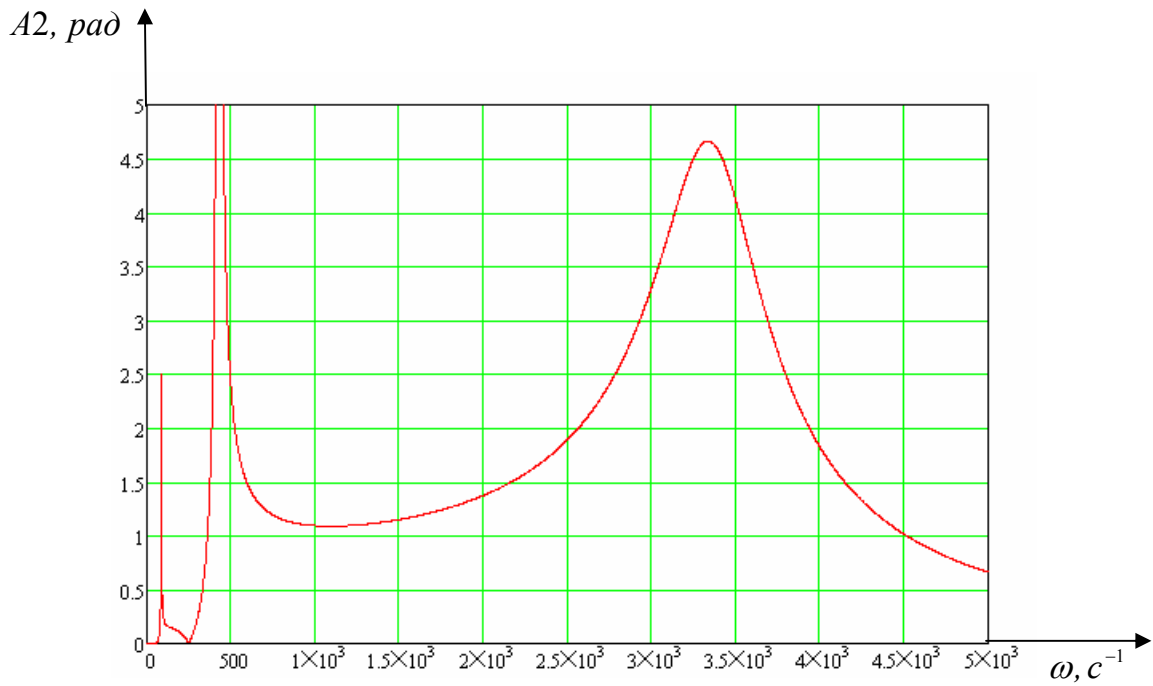


Рис. 4.2. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянок валів l_{12} і l_{23}

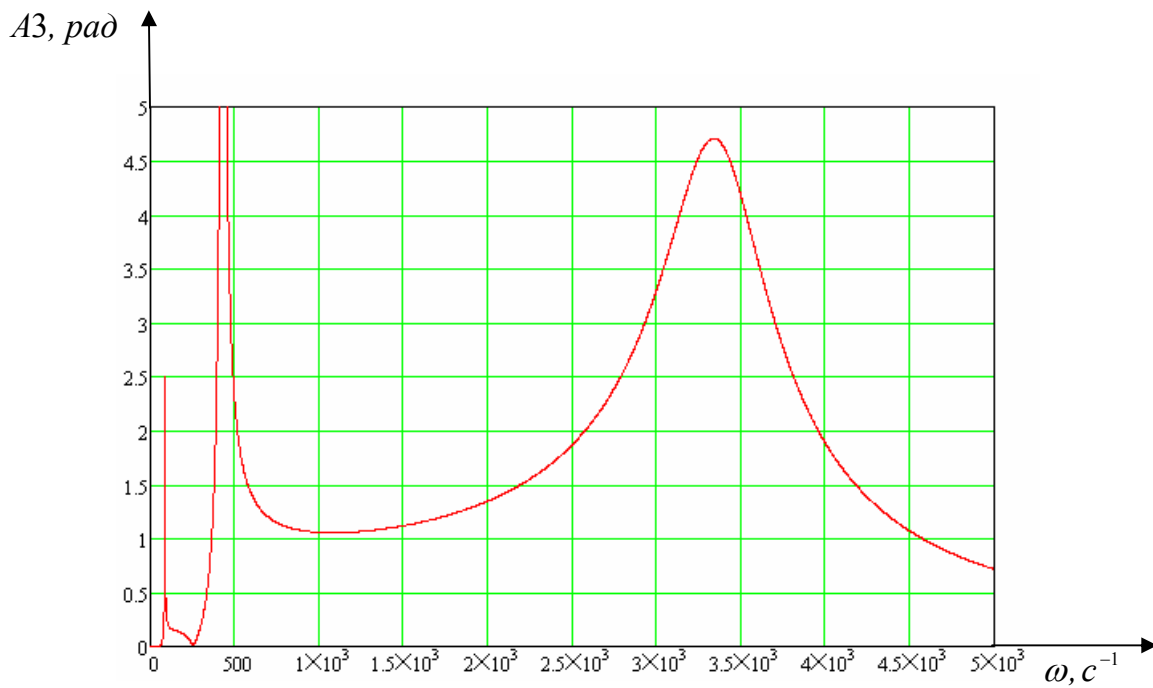


Рис. 4.3. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянок валів l_{23} і l_{37}

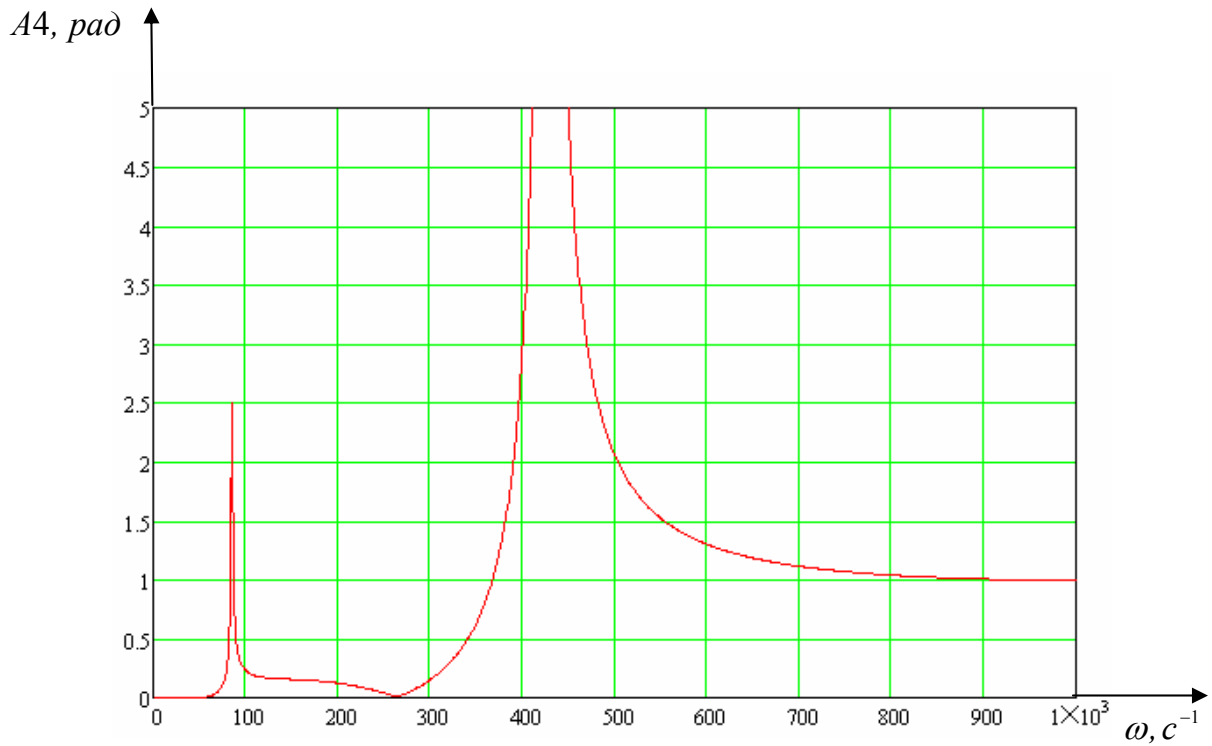


Рис. 4.4. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянок валів l_{37} і l_{78}

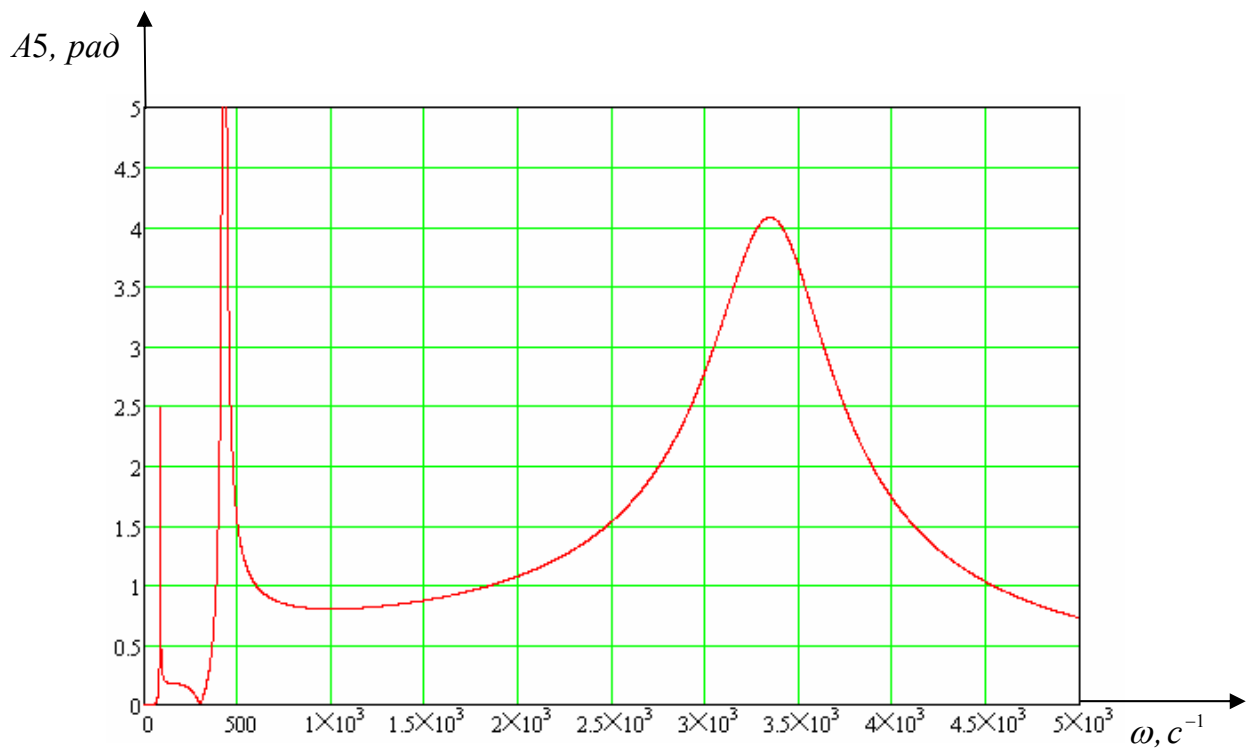


Рис. 4.5. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянок валів l_{78} і l_{89}

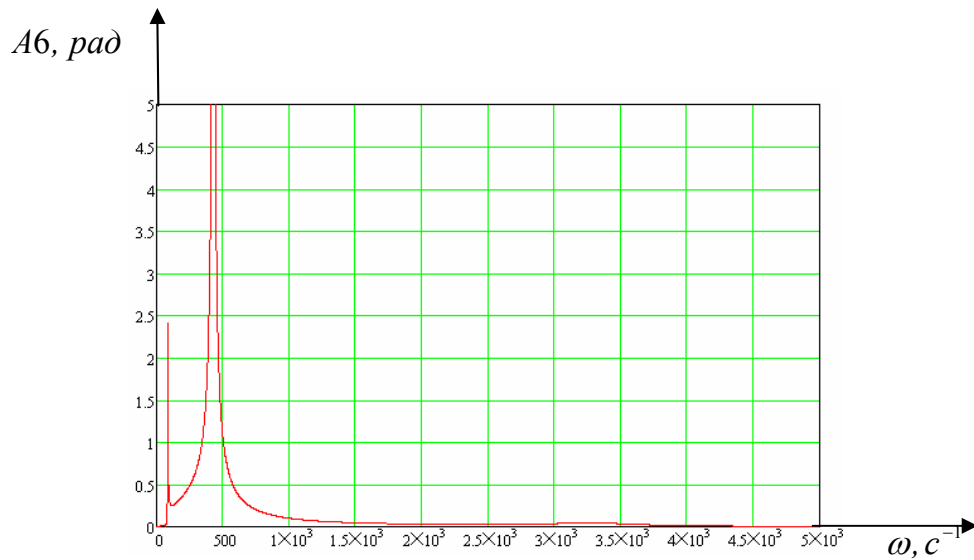


Рис. 4.6. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянок валів l_{89} і l_{910}

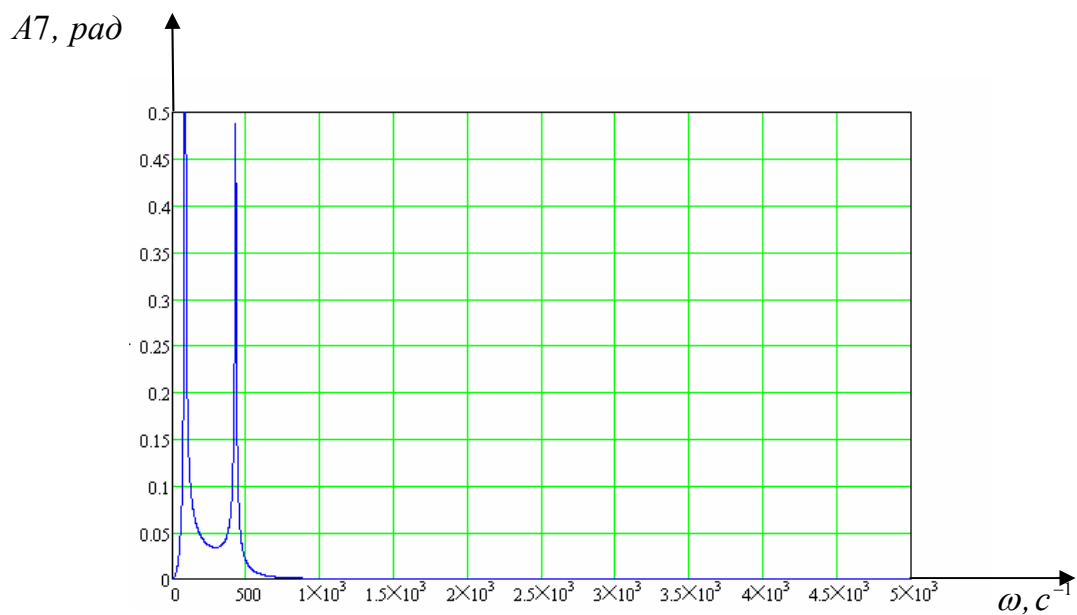


Рис. 4.7. Амплітудно-частотна характеристика крутильних коливань перетину ділянки вала l_{910}

Висновок до четвертого розділу

Побудовані графіки амплітудно-частотних характеристик на всіх семи ділянках валопроводу при ввімкненій першій передачі, а саме: амплітудно-частотних характеристик крутильних коливань перетину ділянок валів l_{12} ; $l_{23} \dots l_{89}$; l_{910} .

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота виконана у відповідності із завданням. Основні висновки сформульовані та представлені.

1. Розроблена методика визначення амплітудно-частотних та силових характеристик трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки, як технічної системи.

2. Розглянуто та проаналізовано конструкції трансмісій легкових автомобілів, їх особливості як динамічних систем, що впливають на динамічні характеристики.

3. Встановлено, що подальше вивчення та визначення шляхів удосконалення автомобілів з механічним приводом за рахунок дослідження механічних параметрів являється актуальним і необхідним, особливо із трансмісією класичної компоновки.

4. Дослідження механічних параметрів проведено з допомогою математичного моделювання: обґрунтовані динамічні та математичні моделі, проведено їхні аналізи та отримані результати. Проілюстровано вплив складових мас та моментів інерції, та визначено крутильну жорсткість ділянок трансмісії легкового автомобіля.

5. Проілюстровано вплив складових мас та моментів інерції, та визначено крутильну жорсткість та крутильні коливання ділянок трансмісії легкового автомобіля. Приведені табличні залежності параметрів крутильної жорсткості окремих ланок трансмісії легкового автомобіля.

6. Побудовані графіки амплітудно-частотних характеристик на всіх семи ділянках валопроводу при ввімкненій першій передачі, а саме: амплітудно-частотних характеристик крутильних коливань перетину ділянок валів l_{12} ; $l_{23} \dots l_{89}$; l_{910} .

7. Результати роботи за темою знайшли підтримку в науково-технічній публікації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобили: Устройство автотранспортных средств / А.Г. Пузанков. – М.: Академия, 2006. – 560 с.
2. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако и др.; Под. Ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 200 с.
3. Вахламов, В. К. Автомобілі. Конструкція і експлуатаційні властивості. – М.: Академія, 2011. – 216 с.
4. Осепчугов В. В. Фрумкин А. К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
5. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Позин, Ю.М. Власков, М.Б. Ляликов и др. – М. АО «ТРАНСКОСЛ ТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.
6. Кузнецов В.А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие / В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков. – Ульяновск: Улитку. – 2003. – 64 с.
7. Вершигора В.А., Игнатов А.П., Новокшенов К.В., Пятков К.Б. – Автомобили «Жигули» моделей ВАЗ-2101, – 2102, - 21011: А22 Устройство и ремонт – Москва: Транспорт, 2008. – 223 с.
8. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобілі- та тракторобудуванні: навчальний посібник / А.П. Кожушко. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 316 с.: іл. – На укр. мові.
9. Цитович И. С., Альгин В. Б. Динамика автомобиля. Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с., ил.
10. Гернет, М.М. Экспериментальное определение моментов инерции / М.М. Гернет, В.И. Ратобильский. – М.: Машиностроение, 1969. – 247 с.

11. Александров Е.Е., Туренко А.Н. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. Харьков: ХГАДТУ 2001. – 642 с.
12. Семенов В.М., Кондрашкин С.И., Константинов С.П. О динамике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы. //Автомобильная промышленность 1976. №4. С 21-23.
13. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
14. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1968. – С 11.
15. Дегтярева Т.С., Сурков Г.С. Реализация и сравнение методов расчета частот собственных крутильных колебаний в поршневых компрессорах / Дегтярева Т.С., Сурков Г.С. // Известия ВУЗов. Сер. «Машиностроение». – 2019. – №11. – С. 19-25.
16. Т.С. Дегтярева, Ефимов А.В., Сибатулин К.О. Определение действительных амплитуд и напряжений от крутильных колебаний вала поршневого компрессора при резонансе / Дегтярева Т.С., Ефимов А.В., Сибатулин К.О. // Компрессорная техника и пневматика. 2016. – №4. – С. 28-33.
17. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля Навчальний посібник. – Харків – ХНАДУ, 2003. – 292 с.
18. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с., ил.
19. Колісник М. П. Динамічні та математичні моделі трансмісії легкового автомобіля класичної компоновки з чотириступінчатою механічною коробкою передач / М. П. Колісник, А. Ф. Шевченко, Г.В. Заяць, А. Л. Червоноштан, М. С. Кріпак // Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції до дня автомобіліста та дорожника Харківського національного автомобільно-дорожнього університету «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців». – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2022, С. 176-178.

20. Горобцов А.С. Математическое моделирование динамики АТС. Проблемы и перспективы / А.С. Горобцов // автомобильная промышленность. – 2006. №4. – С. 14.-16.

21. Колесников К.С. Методы моделирования динамических процессов при движении многоосных автомобилей высокой проходимости / К.С. Колесников, И.В. Аксенов //Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – №6. – С. 29-34.

22. Бондаренко А.А., Дубінін О.О., Переяславцев О.М. Теоретична механіка: Підручник: У 2 ч. – Ч. 2: Динаміка. – К.: Знання, 2004. – 590 с.

23. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи студентів другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання / Укладачі: Заренбін В. Г., Лиходій О. С., Колеснікова Т. М. – Дніпро: ДВНЗ ПДАБА, 2020, 48 с.