

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 2024р.
Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (дипломний проект)
магістр
(назва освітнього ступеня)

тема роботи **«Особливості вібронавантаження і шляхи зниження крутильних коливань в автомобілі з комбінованою енергоустановкою.»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 23 м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Фареній С.П.
(прізвище та ініціали)

Керівник канд. с-г наук, доцент Головатюк А.А.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма магістр

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
А.В. Войтік
“ ” 2024р

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

студенту Фареній Сергій Петрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Особливості вібронавантаження і шляхи зниження крутильних коливань в автомобілі з комбінованою енергоустановкою.»

керівник роботи Головатюк Анатолій Анатолійович, канд. с-г наук, доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“ 24 ” вересня 2024 р. № 01-06/258

2. Строк подання студентом роботи 20.11.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: обґрунтування конструктивно-технологічної схеми конструкції гасників крутильних коливань у трансмісіях транспортних засобів та методи розрахунку основних параметрів.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: вступ; обґрунтування завдань дослідження і пропонуючі підходи їх рішення, імітаційне моделювання динамічної системи трансмісії, експериментальне дослідження, охорона праці, блок-схема методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісії.

висновки.

2.7 Висновки за результатами моделювання: розроблено метод, що дозволяє на ранніх етапах проектування автоматичних трансмісій без гідротрансформатора для ТЗ з КЕУ прогнозувати резонансні режими роботи та знижувати рівень динамічної навантаженості елементів трансмісії шляхом визначення необхідного місця розташування гасника крутильних коливань та його параметрів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивно-технологічної схеми, параметрів та режимів роботи прогнозування резонансних режимів роботи, що знижує рівень динамічної навантаженості елементів трансмісії; висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/ п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	16.10.2023 р.	
2.	Розділ 1. Сучасний стан досліджуваного питання. Мета та завдання дослідження	14.11.2023 р.	
4.	Розділ 2. Теоретичні дослідження	05.02.2024 р.	
5.	Розділ 3. Експериментальні дослідження	4.03.2024 р.	
6.	Розділ 4. Охорона праці	24.05.2024 р.	
7.	Розділ 5. Техніко-економічне обґрунтування запропонованої технології	15.09.2024р.	
8.	Виконання ілюстративної частини роботи	5.10.2024р.	
9.	Представлення роботи керівнику на перевірку	20.10.2024 р.	

Студент

(підпис)

Фареній С.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Головатюк А.А.

(прізвище та ініціали)

Реферат

Аналітичні розрахунки показують, а експериментальні дослідження підтверджують наявність знакозмінних навантажень в елементах колісних машин. Число відмов, пов'язаних з вібрацією, у машинобудуванні досягає високих показників [4, 7]. Враховуючи високу вартість сучасних трансмісій та додаткові витрати на відновлення їх протягом терміну служби ТЗ, зменшення динамічного навантаження у трансмісії є важливою та актуальною проблемою сучасного машинобудування.

Для зниження амплітуд крутильних коливань, усунення резонансних режимів із зони робочих частот обертання колінчастого валу двигуна та зменшення їх шкідливого впливу застосовують гасники крутильних коливань (ГКК). Вони обмежують максимальні амплітуди крутильних коливань, напруги в деталях силової передачі і шум, позитивно впливають на довговічність як деталей, так і трансмісії автомобіля в цілому.

Недостатній рівень опрацювання у сфері створення ГКК призводить до того, що з конструюванні вибір типу гасника та її параметрів здійснюється у процесі доведення конструкції. Необхідність розв'язання цього завдання ранніх стадіях проектування визначає актуальність цього дослідження.

Мета дослідження – розробка методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісій транспортних засобів з комбінованою енергоустановкою та визначення параметрів гасників крутильних коливань.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети у роботі вирішуються такі завдання:

- проведення гармонійного аналізу крутного моменту двигуна;
- аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна від інерційних складових;
- розробка еквівалентної моделі динамічної системи, визначення частот та форм власних коливань трансмісії;
- розрахунок динамічної навантаженості системи на встановилися режимах роботи трансмісії;

- розробка рекомендацій щодо вибору параметрів та місця розташування гасника крутильних коливань, що виключає небезпечні резонансні режими роботи;
- дослідження динамічної навантаженості системи з рекомендованими характеристиками гасника крутильних коливань на режимах роботи трансмісії, що встановилися;
 - Експериментальне дослідження вібронавантаженості трансмісії ТЗ з КЕУ;
 - Оцінка коректності прийнятих у розрахунковій моделі припущень, коригування та валідація за результатами експерименту імітаційної моделі;
 - Узагальнення результатів теоретичного та експериментального дослідження динамічної навантаженості трансмісії.

Методи дослідження. Розрахунково-теоретичні дослідження виконані з використанням імітаційного моделювання на основі фундаментальних законів та рівнянь механіки. Експериментальні дослідження проведені на полігоні з використанням повірених та атестованих засобів вимірювання та обробки результатів експерименту.

Наукова новизна полягає в наступному:

1. Розроблено імітаційну модель динаміки механічної системи «ДВС – ЕД – АКП – ТС», в якій на основі використання методів статистичної динаміки та спектрального аналізу враховано полігармонічні обурення від КЕУ та віброзахисні властивості трансмісії.
2. Запропоновано науково обґрунтований критерій оцінки динамічної навантаженості трансмісії за рівнем віброприскорень інерційних мас механічної системи.
3. Виконано теоретичне обґрунтування конструктивних рішень щодо вибору типу гасника крутильних коливань, його параметрів та місця встановлення шляхом аналізу стійкості отриманих періодичних рішень досліджуваної динамічної системи методом кореневого годографа.
4. Отримано нові експериментальні дані про динамічні процеси, що протікають у системі «ДВС – ЕД – АКП – ТС» за різних режимів роботи

трансмисії, на основі яких виявлено умови виникнення резонансів в експлуатаційному діапазоні робочих частот силової установки.

5. На основі узагальнення результатів розрахункових та експериментальних досліджень розроблено метод, що дозволяє на ранніх етапах проектування прогнозувати динамічну навантаженість трансмісії автомобіля з КЕУ.

Структура та обсяг роботи. Робота складається з п'яти розділів основного тексту, висновків, списку використаних джерел. Зміст роботи викладено на 90 сторінках машинописного тексту, що включають 47 рисунків, 6 таблиць, список використаних джерел із 42 найменувань.

ЗМІСТ

Вступ	8
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ПРОПОНУЮЧІ ПІДХОДИ ЇХ РІШЕННЯ	
1.1. Огляд конфігурацій комбінованих енергоустановок. Опис об'єкта та предмета дослідження.	10
1.2. Основні методи віброзахисту. Принципи динамічного гасіння механічних коливань.	18
1.3. Конструкція гасників крутильних коливань у трансмісіях транспортних засобів та методи розрахунку основних параметрів.	22
1.4. Об'єкт та завдання дослідження. Висновки.	30
РОЗДІЛ 2. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАНСМІСІЇ.	
2.1. Сучасні засоби інженерного аналізу та гармонічний аналіз крутного моменту двигуна	33
2.2. Визначення модальних характеристик системи трансмісії	38
2.3. Критерій оцінки динамічної навантаженості системи за рівнем віброприскорень	42
2.4. Оцінка впливу на динамічну навантаженість трансмісії роботи електродвигуна	43
2.5. Розробка рекомендацій щодо вибору упругодисипативних параметрів ДКК	45
2.6. Визначення динамічної навантаженості системи як «нейтраль»	50
2.7. Висновки за результатами імітаційного моделювання динамічної системи трансмісії. Висновки:	52
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ	
3.1. Мета та об'єкт експериментального дослідження	54
3.2. Визначення характеристик двомасового маховика	55
3.2. Оцінка динамічної навантаженості при пуску двигуна та на холостому ході при нейтралі в трансмісії	61
3.3. Оцінка динамічної навантаженості трансмісії за різних режимів руху автомобіля. Висновки.	64
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	76
4.1. Загальні поняття та причини виникнення НС, способи їх усунення.	
РОЗДІЛ 5. БЛОК-СХЕМА МЕТОДУ ПРОГНОЗУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ.	82
ВИСНОВКИ	85
ЛІТЕРАТУРА	87

Вступ

Сучасні тенденції розвитку автомобілебудування спрямовані, зокрема, на підвищення продуктивності, середньої швидкості руху та екологічності транспортних засобів (ТЗ). Проблеми екології та економії нафтового палива призводять розробників до необхідності створення та впровадження в автотранспортні засоби комбінованих енергетичних установок (КЕУ), в яких джерелом механічної енергії є як двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), так і електродвигун (ЕД) спільно з електричними накопичувачами енергії за різних варіантах їхньої спільної роботи. Прогноз розвитку енергетичних установок у вирішенні цих проблем демонструє високий показник зацікавленості багатьох країн світу у фінансуванні відповідних програм розвитку КЕУ [4, 13].

Однак усі зміни, пов'язані зі збільшенням потужності ДВЗ, застосуванням КЕУ, удосконаленням конструкції трансмісії, неминуче призводять до потенційного збільшення інтенсивності та розширення спектру вібрацій у колісній машині.

Слід зазначити, що одним із основних джерел силового впливу на колісну машину є ДВЗ. Через нерівномірність роботи двигуна, обумовлену змінними тисками в циліндрах та інерційними силами кривошипношатунного механізму (КШМ), всі агрегати і системи машини зазнають тих чи інших збурювальних впливів, які сприяють появі небезпечних напруг в деталях трансмісії, несучих систем і ходових частин 9].

У випадку з КЕУ, крутильні коливання, що збуджуються ДВЗ, безпосередньо діятимуть на електродвигун. Динамічні навантаження можуть призвести до проблем механічної відмови, керованості та виникнення шуму. Таким чином, надійність електродвигуна безпосередньо залежить від форм крутильних коливань і значень амплітуд імпульсів, що обурюють, які приходять з ДВЗ.

Крім цього, електродвигун є додатковим джерелом кінематичного та силового впливу на транспортний засіб. У цьому випадку пульсація моменту викликана зміною магнітної провідності повітряному зазорі при зміні кутового

положення ротора в електродвигуні. Таким чином, впроваджуючи в автомобілі КЕУ, слід побоюватися збільшення динамічного навантаження та виникнення резонансних режимів, які можуть відбутися при збігу частоти імпульсів, що обурюють, що йдуть як від ДВЗ, так і електродвигуна, з власною частотою коливань трансмісії. Не врахування додаткових динамічних навантажень, що породжуються КЕУ, може призвести до передчасних втомливих поломок деталей трансмісії або до зменшення комфортабельності автомобіля.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ПРОПОНУЮЧІ ПІДХОДИ ЇХ РІШЕННЯ

1.1. Огляд конфігурацій комбінованих енергоустановок. Опис об'єкта та предмета дослідження.

У зв'язку з погіршенням екологічної обстановки у світі та з обмеженістю сировинних ресурсів найбільш актуальним завданням сучасного машинобудування є створення економічних та екологічно чистих машин. Розробка та використання комбінованих (гібридних) енергетичних установок, що включають двигун внутрішнього згоряння і електродвигун, є одним з основних напрямків робіт з досягнення цих результатів [5]. Однак будь-які зміни в конструкції трансмісії, ходової частини та несучої системи автомобіля для досягнення високих експлуатаційних показників часто призводять до значної динамічної напруженості ТЗ.

На сьогоднішній день відомо кілька варіантів конструкції КЕУ, кожен з яких має свої особливості, які визначають специфіку їх застосування в автомобілебудуванні (див. рис. 1.1).

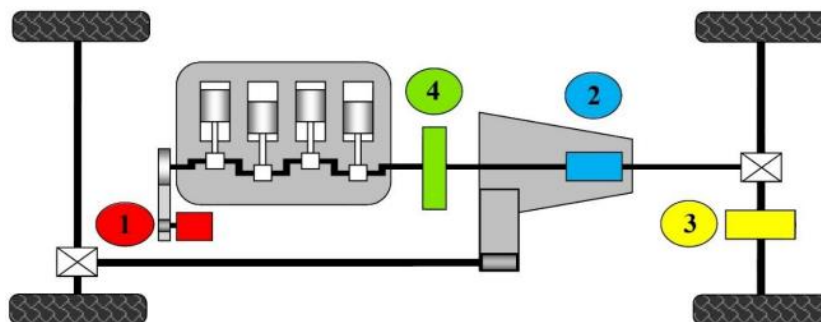


Рисунок 1.1 – Варіанти розташування електродвигунів у складі трансмісії: 1 – стартергенератор з ремінним приводом; 2 – електродвигун на вихідному валу коробки передач; 3 – електропривід провідного моста; 4 – електродвигун між ДВЗ та коробкою передач

Стартергенератор з ремінним приводом

Конфігурація «1» відноситься до концепції 48-вольтового електроприводу [7, 12]. Електродвигун має порівняно невеликий момент, що

крутить, і широким діапазоном частоти обертання. Потужність коливається від 10 до 15 [кВт].

При рівномірному русі на малих швидкостях можна використовувати електричний режим руху автомобіля. При цьому заряджання батареї здійснюється за рахунок використання енергії, що вивільняється при уповільненні (див. рис. 1.2). Стартер-генератор з ремінним приводом замінює звичайний генератор, що дозволяє здійснювати перезапуск двигуна практично без шуму та вібрацій.

Вивченню можливостей зниження динамічних навантажень від крутильних коливань трансмісії автомобіля за допомогою суміщеного стартергенератора присвячено роботу Уфімцева А.С. [6, 13].



Рисунок 1.2 – Стартергенератор з ремінним приводом

Електродвигун на вихідному валу коробки передач

Конфігурація «2» є єдиним рішенням, яке забезпечує підтримку моменту, що крутить, при перемиканні передач. Однак є тільки одне передатне відношення коробки доступне для робочого режиму електродвигуна. Його значення вибирається з урахуванням вимог до швидкості транспортного засобу.

Через єдине передавальне число коробки передач, при якому використовується електропривід, система по своїй суті не здатна реалізувати високі вимоги по моменту, що крутить, і максимальної частоті обертання. Саме

з цієї причини конфігурація «2» рідко використовується у транспортних засобах з КЕУ.

Електропривід провідного мосту

Електропривід провідного моста конструктивно реалізується у вигляді електродвигуна та коробки передач, вбудованих у єдиний корпус. Цей привід може бути встановлений або на передній або задній провідний міст транспортного засобу.

Як правило, електропривід провідного мосту потрібний для роботи у високошвидкісному режимі, де максимальна частота обертання досягає понад 12000 [хв1], що характерно для спортивних автомобілів, таких як Porsche 918 Spyder (див. рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – Електропривод автомобіля Porsche 918 Spyder: 1 – силова електроніка; 2 – електропривод; 3 – літійова батарея; 4 – двигун V8; 5 – коробка передач з подвійним зчепленням; 6 – електродвигун; 7 – силова електроніка.

Електродвигун між ДВЗ та трансмісією

У сучасному машинобудуванні найбільшого поширення набув «4» варіант установки електродвигуна. Аналіз цієї зміни КЕУ вказав на можливість встановлення одного з двох видів електродвигунів, що відрізняються за функціональними показниками [3, 12].

Особливістю першого виду є те, що електродвигун виконує роль стартера ДВЗ, балансування колінчастого валу та підтримки крутного моменту двигуна. Як правило, такий електродвигун має невеликі потужнісні (10 - 15 [кВт]) та масогабаритні показники, внаслідок чого «жорстко» встановлюється на

колінчастий вал двигуна за допомогою болтового або шліцевого з'єднання (див. Рис. 1.4). При такому варіанті електродвигун не може забезпечити рух автомобіля тільки електричною тягою.

З метою захисту трансмісії від динамічних навантажень, що породжуються.

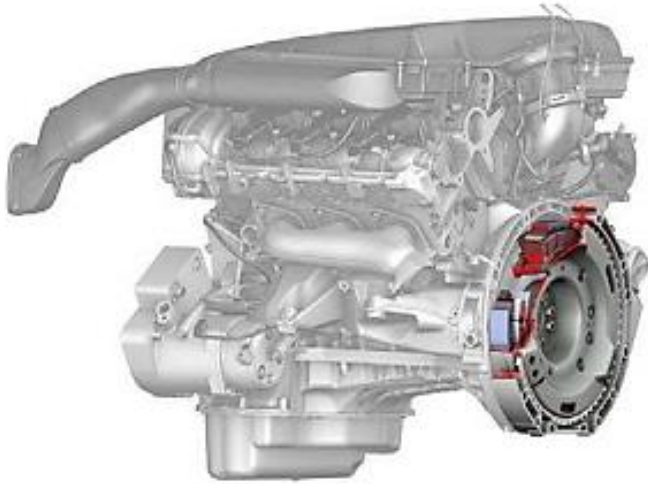


Рисунок 1.4 – Комбінована енергоустановка Mercedes Benz S400

КЕУ, розробники встановлюють ГКК між електродвигуном та коробкою передач (див. рис. 1.5). Тобто, в даному випадку, ГКК знижує рівень крутильних коливань тільки в трансмісії, які приходять на вхідний вал коробки передач.

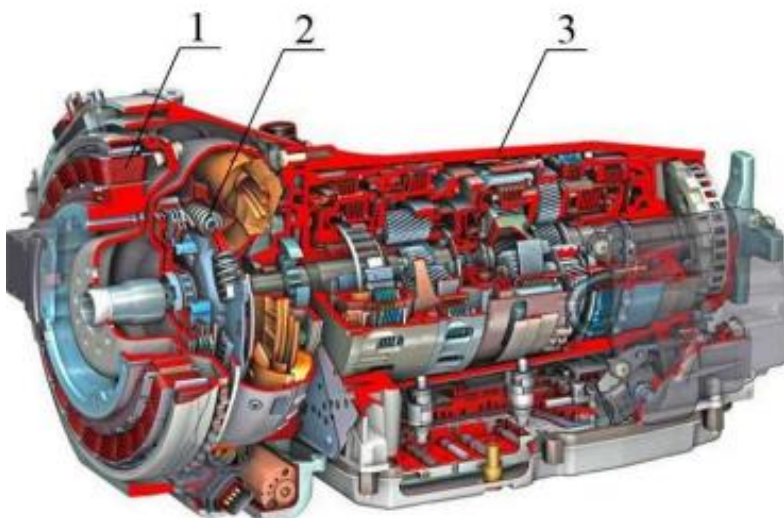


Рисунок 1.5 – Розташування ГКК у трансмісії Mercedes Benz S400: 1 – електродвигун; 2 – ГКК; 3 – коробка передач.

Недоліком схеми розміщення ГКК, що розглядається, є те, що крутильні коливання, що збуджуються ДВЗ, безпосередньо діють на електродвигун, через його «жорсткого» розміщення на колінчастому валу. Динамічні навантаження можуть призвести до проблем механічної відмови, керованості та виникнення шуму. Таким чином, надійність електродвигуна безпосередньо залежить від форм крутильних коливань і значень амплітуд імпульсів, що обурюють, які приходять з ДВЗ.

Як вирішення цієї проблеми розробниками закладається функція активного демпфування крутильних коливань з допомогою відповідного управління електродвигуном [7, 8]. Так, на прикладі електроприводу Honda IMA (Integrated Motor Assist), розробниками закладено програму поліпшення якості холостого ходу ДВЗ, що дозволяє пригнічувати вібрацію, що виникає. Особливість даної програми полягає в тому, що при збільшенні частоти обертання колінчастого валу ДВЗ, електродвигун моментально перемикається в режим регенерації, поглинаючи динамічні імпульси. Після придушення силового впливу електродвигун активується в режимі «помічника», надаючи при цьому підтримку ДВЗ шляхом підтримки сталості заданої частоти обертання колінчастого валу. Таким чином, електродвигун здійснює демпфування крутильних коливань, обмежуючи амплітуду впливів, що обурюють, і гарантуючи при цьому надійність роботи, як елементів, так і самої конструкції КЕУ в цілому.

Другий вид комбінованої енергоустановки, про яку згадувалося раніше, відрізняється тим, що електродвигун має велику потужність і крутний момент. Як правило, даний електродвигун обладнаний муфтою зчеплення, що дозволяє автомобілю рухатися тільки електричною тягою. У зв'язку з роботою в режимах високого навантаження конструкції електродвигуна передбачений контур рідинного охолодження. Також відмінною особливістю є те, що конструкція має власний вузол підшипниковий, в якому монтується ротор електродвигуна.

З погляду інтеграції, «жорстке» закріплення даного типу електродвигуна на колінчастий вал ДВЗ протипоказано, зважаючи на його великі масогабаритні

показники. Збільшення маси на задньому кінці колінчастого валу значно знижує запас втомної міцності, що спричинить необхідність зміцнення валу ДВЗ і зміна його балансування.

Даний варіант розташування електродвигуна доцільно розглядати тільки у випадку, якщо ДВЗ є конструкцією, що знову розробляється, що передбачає можливість розміщення на задньому кінці колінчастого валу великої інерційної маси. В іншому випадку, тип електродвигуна, що розглядається, рекомендується з'єднувати з ДВЗ через гасник крутильних коливань.

Особливістю схеми розміщення ГКК між ДВЗ та електродвигуном є те, що правильне налаштування параметрів ГКК дозволить захистити електродвигун та трансмісію від динамічних навантажень, що породжуються ДВЗ. Недолік полягає в тому, що трансмісія відчуває негативний вплив з боку електродвигуна.

Розробники компанії Mercedes Benz, як вирішення цієї проблеми, закладають у конструкції електродвигуна додатковий ГКК, що забезпечує пружне з'єднання між ротором електродвигуна та вхідним валом коробки передач (див. рис. 1.6). Наявність другого ГКК гарантує віброзахист та безпеку трансмісії колісної машини від можливого виникнення резонансних режимів роботи [7, 18].

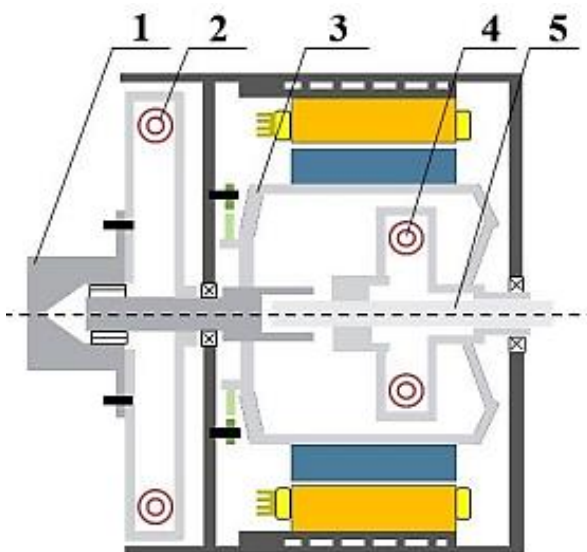


Рисунок 1.6 – Схема електродвигуна Mercedes Benz: 1 – колінчастий вал ДВЗ; 2 – ГКК; 3 – ротор електродвигуна; 4 – додатковий ГКК; 5 – вхідний вал коробки передач.

Останнім часом на світовому ринку автомобільної промисловості намітилася концепція розвитку конструкцій без додаткового елемента демпфування, що обмежується розміщенням ГКК лише між ДВЗ та електродвигуном (див. рис. 1.7). Аналіз динамічної навантаженості конструкцій, що розглядаються, показав, що в режимі холостого ходу амплітуда крутильних коливань, що породжуються електродвигуном, не перевищує 1 Нм. У режимах роботи під навантаженням розмах коливань становить менше 5% від значення моменту, що передається. Так, на прикладі електродвигуна потужністю 80 [кВт] при передачі моменту 319 [Нм] розмах крутильних коливань становить 12 [Нм] (див. Рис. 1.8). Порівняння амплітудночастотних характеристик ДВЗ та електродвигуна показало, що розмах коливань від ДВЗ в 200 [Нм] (див. рис. 1.10) набагато більше, ніж 12 [Нм] від електродвигуна.

Таким чином, зроблено висновок про те, що, з точки зору динамічної навантаженості, пульсація моменту, що крутить, що породжується електродвигуном, не становить великої небезпеки для трансмісії колісної машини. Це, своєю чергою, вплинуло рішення розробників «жорстко» з'єднати ротор електродвигуна з провідним валом коробки передач. Єдиною проблемою в даному випадку є можливість виникнення резонансних режимів роботи. Незважаючи на те, що амплітуда крутного моменту електродвигуна має мінімальні значення, існує ризик виникнення небезпечної напруги в елементах колісної машини та порушення комфортабельності руху автомобіля. Оскільки розробниками не закладається додатковий ГКК на провідному валу коробки передач, який дозволив би вивести резонансний режим із зони робочих частот обертання, вирішити цю проблему можливо за рахунок зміни пружноінерційних параметрів самої трансмісії. Необхідність знаходження характеристик системи та визначає актуальність проведення дослідницької роботи.

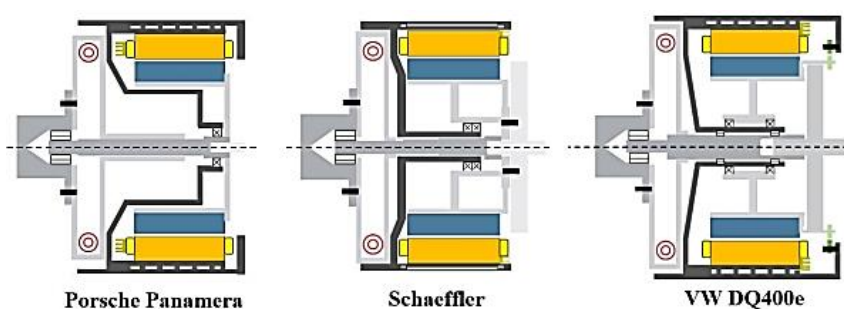


Рисунок 1.7 – Схеми конструкцій зарубіжних електродвигунів

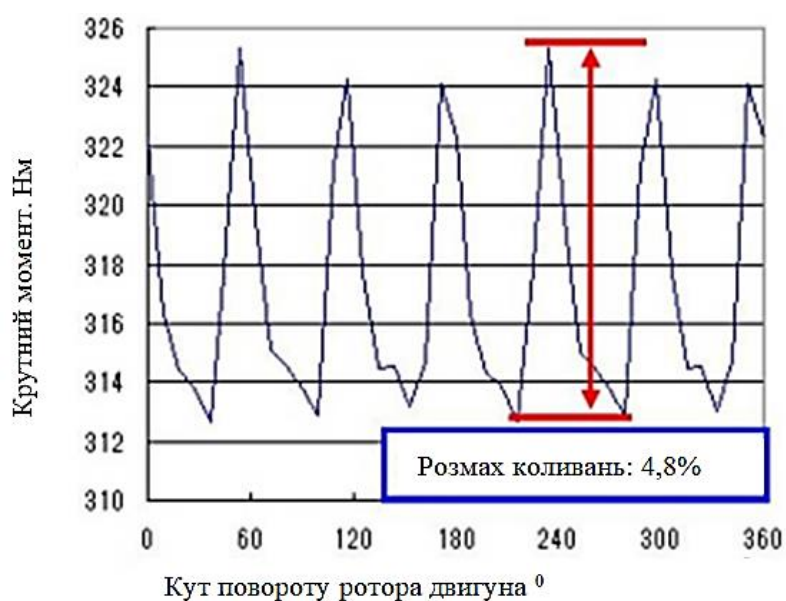


Рисунок 1.8 – Коливання крутного моменту електродвигуна

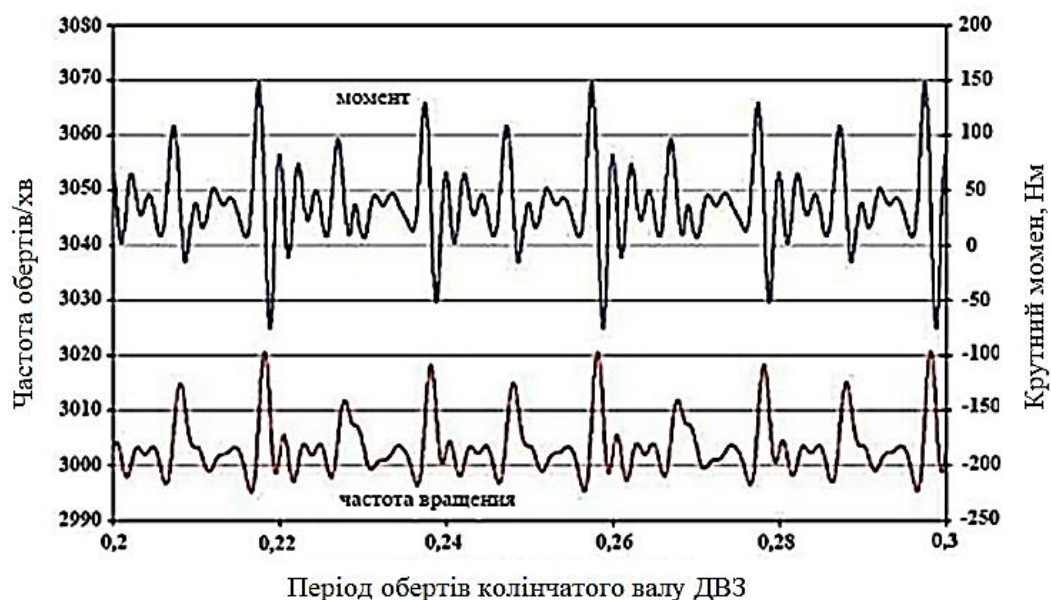


Рисунок 1.9 – Коливання крутного моменту ДВЗ

Порівняльний аналіз зарубіжних конструкцій електродвигунів, дослідження можливих проблем динамічної навантаження транспортного

засобу, пов'язаних з інтеграцією КЕУ до складу трансмісії, не визначають однозначного шляху вирішення проблем вібронавантаженості. У зв'язку з цим, хотілося б наголосити на важливості проведення досліджень коливальних процесів у динамічних системах колісних машин з КЕУ. Так, з прикладу перспективних електродвигунів, представлених на Рис. 1.6 та 1.7, відсутнє конкретне розуміння про необхідні місця розташування гасників крутильних коливань. Характер необхідних змін, пов'язаних із зменшенням вібронавантаженості вузлів трансмісії автомобіля з КЕУ, можна визначити за результатами динамічного розрахунку. Необхідність розв'язання цього завдання ранніх стадіях проектування, а чи не у процесі доведення конструкції, і потреба проведення дослідницької роботи.

1.2. Основні методи віброзахисту. Принципи динамічного гасіння механічних коливань.

Впровадження комбінованих енергетичних установок, прагнення до підвищення продуктивності машин та швидкості транспортних засобів, форсування їх за потужностями, навантаженнями та іншими робочими характеристиками неминуче призводять до зміни динамічної навантаженості колісної машини.

У свою чергу, методи віброзахисту дуже різноманітні. Вибір заходів для зниження віброактивності значною мірою визначається характером джерела вібрації. У тих випадках, коли неможливо вплинути на джерело вібрацій, застосовуються різноманітні технічні засоби, що знижують передачу вібрації і усувають її шкідливий вплив на досліджуваний об'єкт.

Таким чином, серед заходів щодо зниження віброактивності можна виділити такі основні методи [6, 14]:

- **зниження віброактивності джерела** – зменшення рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом;

– **внутрішній віброзахист об'єкта** – зміна конструкції об'єкта, при якому задані механічні впливи викликатимуть менш інтенсивні коливання об'єкта або окремих його частин;

– **віброізоляція** - установка між об'єктом та джерелом додаткової системи, що захищає об'єкт від механічних впливів, що збуджуються джерелом;

– **динамічне гасіння коливань** – приєднання до об'єкта додаткової механічної системи, що змінює характер його коливань.

– **активне гасіння коливань** - використання додаткового джерела вібрації, що генерує коливання тієї ж амплітуди, але протилежної фази.

Зниження віброактивності джерела. Коливання, що збуджуються джерелом, поділяються на дві групи. До першої відносять різні фізикохімічні процеси, що відбуваються в джерелі: процеси горіння в реактивних двигунах і двигунах внутрішнього згоряння [3, 8, 14, 24, 27], електромагнітні явища в двигунах та генераторах, різноманітні технологічні процеси (наприклад, процес різання металів [21] металорізальних верстатах тощо). Зниження віброактивності факторів цієї групи пов'язане зі зміною параметрів фізикохімічних процесів і може бути досягнуто специфічними способами для кожного окремого випадку [4].

Друга група обурювальних факторів пов'язана з тілами, що рухаються. Рух тіл усередині джерела (обертання кривошипношатунних механізмів ДВЗ, обертання роторів ЕД, переміщення ланок механізмів) супроводжується виникненням динамічних реакцій зв'язків, що з'єднують джерело з об'єктом. У цьому випадку, зниження віброактивності джерела полягає в зменшенні динамічних реакцій за допомогою так званого врівноваження тіл, що рухаються.

Зміна конструкції об'єкта. Існує два способи зниження механічних коливань, загальних всім механічним систем. Перший спосіб полягає у усуненні резонансних явищ. Якщо об'єкт має лінійні властивості, то завдання зводиться до зміни його частот. Для нелінійних об'єктів мають виконуватися умови відсутності резонансних явищ, розглянутих у [2, 3]. Другий спосіб полягає у

збільшенні дисипації механічної енергії в об'єкті. Вивчення можливості застосування даного способу, дослідження демпфуючих властивостей елементів конструкції виробів повідомлено роботи [9, 14, 15].

Віброізоляція. Дія віброізоляції зводиться до послаблення зв'язків між джерелом та об'єктом, при цьому зменшуються динамічні дії, що передаються об'єкту. Ослаблення зв'язків зазвичай супроводжується виникненням небажаних явищ: збільшенням статичних зсувів об'єкта щодо джерела, збільшенням амплітуд відносних коливань, збільшенням габаритів системи. Віброізоляція у ряді випадків є ефективним методом врівноваження [12, 22]. Найпростіший приклад віброізоляції може полягати у встановленні віброактивного обладнання на пружних елементах.

У зв'язку зі збільшеними вимогами споживачів до комфортабельності їзди багато фірм стали широко застосовувати на автомобілях, що випускаються, гасники коливань нового класу гідроопори, яка являє собою поєднання однієї або декількох несучих пружин, виконаних з гуми і як мінімум з двох камер, між якими по спеціально виконаному каналу перетікає рідина, що демпфує.

Динамічне гасіння коливань. Динамічний гаситель, що приєднується до об'єкта, формує додаткові динамічні дії, що прикладаються до об'єкта в точках приєднання гасника. Динамічне гасіння здійснюється при такому виборі параметрів гасника, при якому ці додаткові дії частково врівноважують динамічні дії, що збуджуються джерелом. У найпростішому випадку, динамічний гасник коливань являє собою масу, яка приєднується до об'єкта, що захищається, за допомогою пружного елемента і коливається в протифазі з збуджуючою силою так, що дія останньої на основну масу повністю компенсується реакцією пружного зв'язку додаткової маси.

Слід зазначити, що це наведені вище основні методи зниження віброактивності машин знайшли своє широке застосування під час проектування транспортних систем різного призначення, зокрема колісних і гусеничних машин. Зокрема, розроблені та використовуються різні методи врівноваження газових та інерційних сил у ДВЗ (зниження віброактивності

джерела), використовуються різні демпфуючі пристрої, у тому числі й керовані в підвісках автомобілів, тракторів та ін. транспортних систем (зміна конструкції об'єкта), віброізоляція кузовів та кабін транспортних засобів. У трансмісіях автомобілів найбільшого поширення набули динамічні гасителі коливань.

Як відомо, метод динамічного гасіння коливань полягає у приєднанні до об'єкту віброзахисту додаткових пристроїв з метою зміни його вібраційного стану [17, 18, 24]. Робота динамічних гасників ґрунтується на формуванні силових впливів, що передаються на об'єкт.

Зміна вібраційного стану об'єкта при приєднанні динамічного гасника може здійснюватися шляхом перерозподілу коливальної енергії від об'єкта до гасителя, так і в напрямку збільшення розсіювання енергії коливань.

Перше реалізується зміною налаштування системи об'єкт-гаситель по відношенню до частот діючих вібраційних збурень шляхом коригування пружноінерційних властивостей системи. У цьому випадку пристрої, що приєднуються до об'єкта, називають інерційними динамічними гасниками або антивібраторами. Інерційні гасники застосовуються для придушення моногармонічних та вузькосмугових випадкових коливань.

При дії вібраційних навантажень широкого частотного діапазону краще виявляється другий спосіб, заснований на підвищенні дисипативних властивостей системи шляхом приєднання до об'єкта додаткових спеціально демпфованих елементів. Динамічні гасники дисипативного типу отримали назву демпфери чи віброгасники.

Можливі і комбіновані способи динамічного гасіння, що використовують одночасно корекцію пружноінерційних та дисипативних властивостей системи. Застосовувані у разі гасителі називають динамічними гасителями з тертям.

Активне гасіння коливань. Динамічні гасники можуть бути конструктивно реалізовані на основі пасивних елементів (інерційних мас, пружин, демпферів) та активних, які мають власні джерела енергії. В останньому випадку йдеться про застосування систем автоматичного регулювання із зворотним зв'язком, які використовують електричні, гідравлічні

та пневматичні керовані елементи. [11, 12] пропонується класифікація керованих віброзахисних систем (УВС), згідно з якою, активні віброзахисні системи (АВС) є однією з трьох груп УВС. Дві інші групи це НД зі змінними параметрами і НД зі змінною структурою. В АВС виконавчі елементи впливають безпосередньо на об'єкт, що захищається. У системах віброзахисту із змінними параметрами виконавчі пристрої впливають на пасивні елементи (масу, пружину, демпфер). У віброзахисних системах із змінною структурою передбачається можливість зміни порядку включення різних ланок. Розрізняють АВС з управлінням збурення (силового або кінематичного), АВС з управлінням з відхилення (зворотний зв'язок з прискорення, швидкості, переміщення), АВС, що самоналаштовуються.

Використання активних елементів розширює можливості динамічного віброгасіння, оскільки дозволяє проводити безперервне підстроювання параметрів динамічного гасника функції діючих збурень і, отже, здійснювати гасіння в умовах мінливих вібраційних навантажень. Аналогічні результати можна досягти з допомогою пасивних пристроїв, мають нелінійні характеристики.

1.3. Конструкція гасників крутильних коливань у трансмісіях транспортних засобів та методи розрахунку основних параметрів.

Проблеми зниження динамічної навантаженості трансмісій транспортних засобів вирішується багатьма вітчизняними та зарубіжними фірмами. Вибір засобу зменшення крутильних коливань трансмісії у разі визначається конкретними характеристиками системи та умовами її експлуатації.

За способом на систему гасителі крутильних коливань прийнято ділити на три групи. До першої групи відносяться антивібратори пристрою, що врівноважують збудливий момент або змінюють частоту системи без розсіювання енергії. До другої групи ставляться демпфери, тобто. пристрої, що поглинають енергію, що підводиться збуджуючим моментом, та зменшують амплітуду крутильних коливань у системі за рахунок подальшого розсіювання

енергії у навколишнє середовище у вигляді тепла. До третьої групи відносяться змішані пристрої, дія яких заснована частково на зміні системи або врівноваження збудливого моменту, частково на розсіювання енергії: динамічні гасителі з тертям.

Розрахунок гасителя крутильних коливань зводиться до встановлення таких параметрів, у яких найбільші коливання у системі досягнуто допустимої величини.

Основними параметрами ГКК є: жорсткість гасника;

- момент тертя;
- момент інерції;
- момент, що передається.

Оптимізація параметрів ГКК зводиться до того що, щоб налаштувати частоту гасителя на власну частоту початкової системи (ту чи іншу форми), що помітно вплине зміщення резонансів цієї системи з діапазону робочих частот двигуна. Якщо резонанси не вдалося повністю вивести за межі експлуатаційних частот, то для обмеження амплітуд коливань системи використовують дисипативні елементи, що дозволяють заспокоїти крутильні коливання.

Облік нелінійних параметрів системи вимагає, зазвичай, проведення значного обсягу дорожніх випробувань на дослідному зразку виробу [2, 3, 7, 11], що відповідає завданням прогнозування вібронавантаженості на ранніх стадіях проектування системи на початок виробництва натурального об'єкта. У зв'язку з цим у багатьох роботах, присвячених визначенню моменту тертя в демпфері крутильних коливань, наводиться методика розрахунку, заснована на допущенні рівності робіт, що здійснюються змінним моментом ДВЗ, що обурює, і тертям в ГКК [10, 12, 17, 20, 21].

Конструктивно гасники виконуються у вигляді пружиннофрикційного гасника, динамічного гасника з гумовими елементами та маятникового антивібратора. У окремих випадках, як зазначалося вище, елементи (пружина і поглинач енергії) може бути активними, тобто. керованими.

Найбільшого поширення набули гасники з циліндричними пружинами та фрикційними елементами (див. рис. 1.10) [4, 5]. Необхідний момент тертя в гасителях створюється за допомогою фрикційних елементів, розташованих між провідним та веденими ланками конструкції. Тиск між ними зумовлений деформацією дисків при їх склепуванні (ЗІЛ, КамАЗ – див. рис. 1.10, а). Такі гасителі з нерегульованим моментом тертя більш прості за своєю конструкцією, але не мають стабільного моменту тертя. При зносі фрикційних кілець момент тертя може бути настільки зменшений, що гаситель коливань працюватиме як звичайна пружна муфта.

Для забезпечення більшої стабільності натискного зусилля в системі гасника встановлюють центральні тарілчасті пружини, які дають можливість забезпечити сталість моменту тертя при зносі фрикційних кілець (ВАЗ – див. рис. 1.10, б).

Рис. 1.12, представлений ведений диск з гасителем коливань автомобіля ГАЗ3102, в якому натискне зусилля стиснення забезпечується центральною циліндричною пружиною, що упирається у відбортовку упорної шайби, зафіксованої в канавці маточини веденого диска. В одному з варіантів зчеплення автомобілів МАЗ (див. рис. 1.10, г) момент тертя гасника можна регулювати затяжкою болтів, кожен з яких стискає дві сферичні пружні шайби 7.

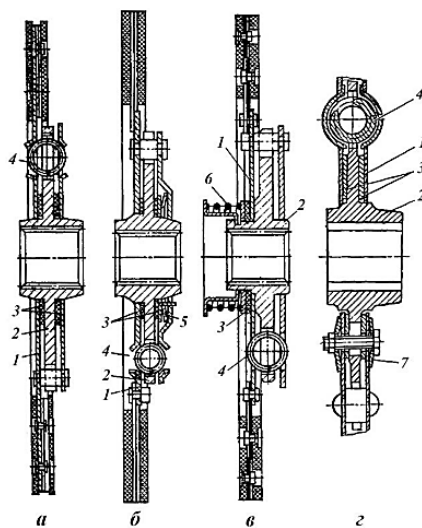


Рисунок 1.10 – Конструкції пружиннофрикційних гасників крутильних коливань: а) КамАЗ; б) ВАЗ2101; в) МАЗ; г) ГАЗ3102; 1 – ведений диск; 2 – провідний диск; 3 – фрикційні кільця; 4 – демпферні пружини; 5 – тарілчасті пружини; 6 – циліндричні пружини; 7- пружні шайби.

З метою розширення діапазону навантажень трансмісії, при яких гасник може ефективно гасити коливання, у ряді конструкцій зчеплень застосовують гасник зі ступінчастою пружною характеристикою.

Це досягається тим, що вікна в маточичі роблять однаковими, а у веденому диску частина вікон має велику довжину, тому не всі пружини починають деформуватися одночасно. Різниця у довжині вікон може бути в межах 1,52,0 [мм]. У деяких гасителях той самий ефект досягається застосуванням пружин різної довжини при однакових розмірах вікон.

Основними настроювальними характеристиками пружиннофрикційного гасника є: момент попереднього підібгання пружин M_p , жорсткість пружин C_g , момент замикання M_g , кут замикання гасителя ϕ_g , що визначається жорсткістю пружин і момент тертя M_{tr} (див. рис. 1.11) [14]. Мала жорсткість пружних елементів забезпечує зростання відносного переміщення поверхонь тертя і дозволяє збільшити роботу тертя. На ділянках до спрацьовування гасника коливань та після його замикання жорсткість визначається пружними властивостями деталей, приєднаних до гасителя.

У існуючих конструкціях момент тертя гасника приймається рівним $M_{tr} = (0,06 \div 0,17) \cdot M_{e_{max}}$. Момент попереднього підібгання пружин вибирається з умови забезпечення відсутності зазорів у вікнах дисків гасника і знаходиться в діапазоні $M_p = (0,08 \div 0,15) \cdot M_{e_{max}}$. Момент гасника, у якому демпфер вимикається $M_g = (1,5 \div 1,8) \cdot M_{e_{max}}$. M_p , M_{tr} і відповідний йому кут вибирається у діапазоні $\phi_g = 2,5 \div 3,7$ градуса. На зазначені значення орієнтуються під час попереднього вибору параметрів гасника. Ці параметри коригують, розраховуючи амплітудночастотні характеристики трансмісії, складовою якої є гаситель крутильних коливань [16].

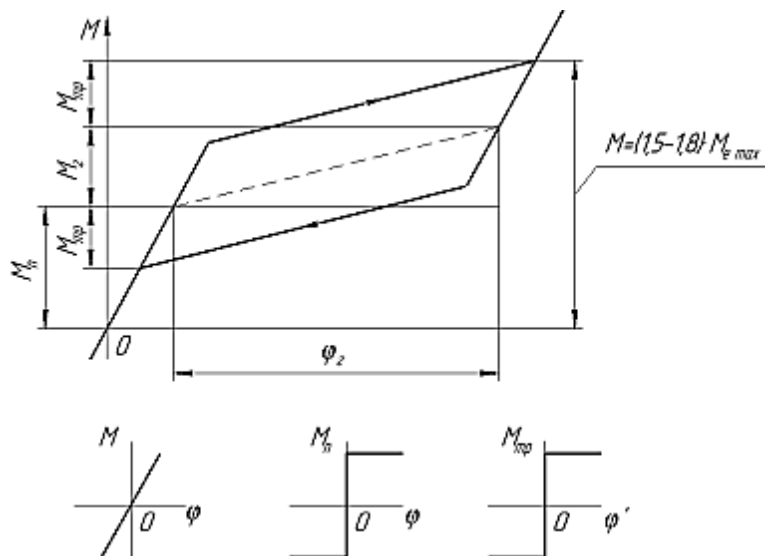


Рисунок 1.1нб

Принципово відмінним за своїм впливом на систему від лінійного та нелінійного пружинних антивібраторів є маятниковий антивібратор (див. рис. 1.12).

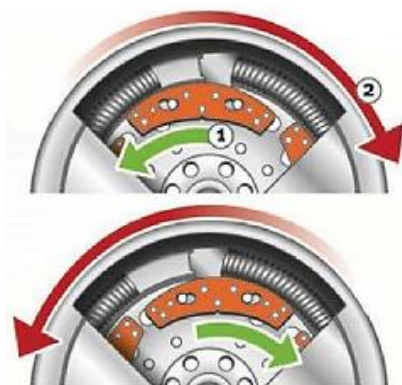


Рисунок 1.12 – Маятниковий антивібратор у конструкції двомасового маховика (ДММ)

Маятники встановлюють багатомасові системи і налаштовують на певні гармонійні складові збуджуючих моментів.

При обертанні та відсутності крутильних коливань маятники під дією відцентрових сил займають радіальне по відношенню до фланця положення, а момент цих сил щодо фланця дорівнює нулю. Коли фланець починає здійснювати крутильні коливання, маятники також починають коливатися. Виникає момент відцентрових сил прагне повернути маятники у вихідне положення, що зменшує амплітуду крутильних коливань фланця. У цьому

випадку маятникова маса створює момент, подібний характером дії з моментом сил пружності в пружинному антивібраторі.

На відміну від останнього частота власних коливань маятничового антивібратора змінється пропорційно числу оборотів з коефіцієнтом пропорційності, рівним порядку моменту, що обурює, тому він знижує резонансні коливання у всьому діапазоні оборотів двигуна.

Оскільки дія маятничової маси обмежена певним порядком збудження, то конструкції маятничового антивібратора передбачають можливість розміщення на одному фланці декількох симетрично розташованих пар маятничових мас, налаштованих на різні гармоніки крутного моменту двигуна. Конструктивне оформлення маятничових антивібраторів дуже різноманітно та докладно описано у літературі [5, 8, 14, 23].

Ефективними засобами боротьби з крутильними коливаннями є демпфери, проте їх конструктивне оформлення та експлуатація здебільшого значно складніша порівняно з антивібраторами. Складність конструктивного характеру викликає необхідність забезпечення надійного відведення теплоти, що виникає в демпфері при поглинанні ним коливальної енергії [5, 13].

Так, на прикладі планетарної коробки передач, що розглядається в рамках дослідницької роботи, демпфером рідинного тертя може бути гідротрансформатор.

Одним із недоліків будь-якої гідропередачі є те, що на будь-якому режимі руху автомобіля існує неузгодженість частот обертання насосного та турбінного коліс, так зване ковзання гідропередачі [6, 15]. Наявність ковзання призводить до зниження ККД гідропередачі, що позначається в втрати деякої частини потужності двигуна, що виділяється у вигляді теплоти, та погіршення паливної економічності автомобіля. Коли ж швидкості обертання коліс вирівнюються, то передачі моменту через рідину з великими втратами немає сенсу. Тому згодом гідротрансформатори були впроваджені елементи звичайного фрикційного зчеплення, що виконують роль блокування гідротрансформатора.

Зростання потужності силових установок неминуче призводить до того, що рідина в гідротрансформаторі нагрівається ще сильніше. Чим складніше забезпечити його охолодження, тим більше роботи з передачі моменту, що крутить, перекладається на зчеплення блокування.

Зношування фрикційних елементів призводить до того, що продукти їхнього зносу забруднюють нутрощі гідротрансформатора, потік гарячої рідини з абразивом «виїдає» метал лопаток та інших внутрішніх частин. Також у процесі експлуатації старіють, виходять з ладу від перегріву або просто руйнуються ущільнення сальники, а іноді виходять з ладу підшипники або навіть ламаються лопаті турбінних коліс. Продукти зношування фрикційних накладок потрапляють і в саму автоматичну коробку передач, адже охолодження гідротрансформатора йде прокачуванням масла через насос коробки передач і загальний теплообмінник.

Загалом, гідротрансформатор одна із основних джерел «забруднення» АКП, що неминуче призводить до виведення її з ладу.

Саме з цієї причини багато виробників відмовляються від концепції встановлення гідротрансформаторів в АКП. Відсутність в об'єкті дослідження гідротрансформатора і встановленого в ньому гасника крутильних коливань зумовлює динамічну навантаженість трансмісії від моментів, що обурюють, формуються КЕУ автомобіля. Характер необхідних змін, пов'язаних із зменшенням вібронавантаженості трансмісії, можна визначити за результатами динамічного розрахунку.

Для розрахунків коливань у трансмісії, що збуджуються нерівномірністю роботи двигуна достатньою характеристикою є спектральний склад крутного моменту ДВЗ на останній корінній шийці колінчастого валу [15, 16, 24, 38, 44]. Крутий момент двигуна представляється у вигляді періодичної функції, яка розкладанням у ряд Фур'є може бути виражена дискретним спектром. За допомогою гармонійного аналізу можна виділити основні гармоніки та визначити їх вплив на резонансні режими трансмісії. Зокрема, у роботі [61] при

формалізації змінних складових моменту шестициліндрового двигуна пропонується обмежитися трьома гармоніками: 0,5й, 1й та 3й.

При дослідженні впливу, виникнення крутильних коливань у трансмісіях транспортних засобів, внутрішніх силових чинників ряд авторів [2, 5, 6, 21] свідчить про необхідність обліку впливу моментів, викликаних нерівномірністю обертання зубчастих коліс і асинхронних карданних передач.

Зниження амплітуд параметричних коливань у плоских карданних передачах здійснюється вибором кутів установки шарнірів та співвідношенням податливостей валів за відомими залежностями [48]. У просторових передачах карданних зниження коливань може бути досягнуто розворотом виделок карданного валу.

Обмежені можливості проведення експериментальних досліджень, слабкі засоби реалізації отриманих моделей через недостатні обчислювальні можливості, не дозволили авторам більш ранніх досліджень зробити облік реальних числових пружноінерційних параметрів динамічної системи.

Вирішення конкретних завдань утруднено відсутністю об'єктивної оцінки вибору типу конструкції гасника та визначення його параметрів. Це визначає великий обсяг експериментальних і доводочних робіт на етапі створення конструкції [2, 10], коли внесення змін потребує істотних витрат часу, праці та матеріалів.

На основі аналізу наукових праць, присвячених дослідженню вібронавантаженості трансмісій та проектування гасників крутильних коливань можна зробити висновок, що встановлені рекомендації застосовні на етапі доведення механічних трансмісій. При цьому не враховується полігармонічний характер збурень КЕУ, що не дозволяє виявити всі параметри, які суттєво впливають на частотний спектр динамічної системи. Крім того, у відомих роботах не розкрито особливостей віброзахисту трансмісій з планетарною коробкою передач без гідротрансформатора в автомобілях з комбінованою енергоустановкою.

У зв'язку з цим необхідність визначення місця розташування ГКК у трансмісії автомобіля з КЕУ та його параметрів на ранніх стадіях її проектування, а не у процесі доведення конструкції та визначає актуальність проведення цього дослідження.

Аналітичне зниження динамічної навантаженості та визначення параметрів гасника крутильних коливань, що враховує реальні властивості механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» без додаткових теоретичних та експериментальних досліджень не є можливим через складний взаємозв'язок упругодемпфуючих елементів. Необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження з використанням сучасних методів імітаційного моделювання та обробки експериментальних даних.

1.4. Об'єкт та завдання дослідження

На підставі аналізу опублікованих з цієї проблеми робіт було сформульовано мету запропонованої дисертації – розробка методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісій транспортних засобів з комбінованою енергоустановкою та визначення параметрів гасників крутильних коливань.

Об'єктом дослідження дисертаційної роботи є трансмісія автомобіля з повною масою 2975 [кг] оснащений бензиновим двигуном V8 з турбокомпресором, електродвигуном з максимальною потужністю до 80 [кВт] і планетарною 9-ступінчастою автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора. Загальна схема трансмісії автомобіля представлена Рис. 1.13.

В рамках науково-дослідної роботи потрібно визначити оптимальне розташування гасника крутильних коливань в трансмісії автомобіля з КЕУ (див. рис. 1.14), враховуючи особливості функціонування електродвигуна як додаткового джерела силового і кінематичного впливу, і особливості динамічної навантаженості автоматичної коробки передач без гідротрансформатора, , низькочастотним фільтром крутильних коливань трансмісії

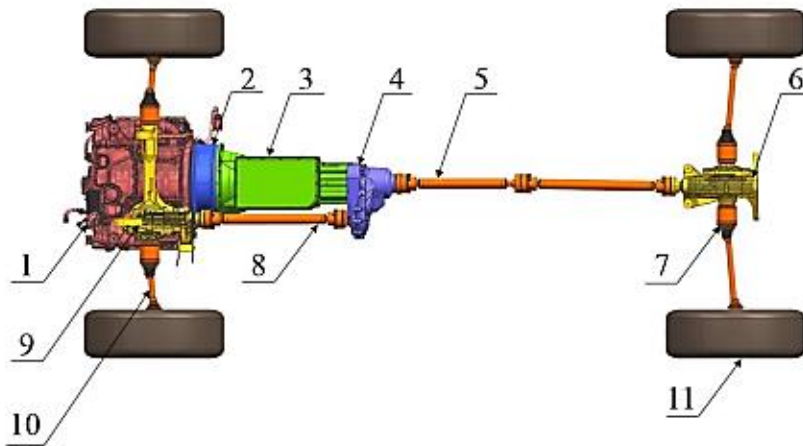


Рисунок 1.13 Схема трансмісії досліджуваного автомобіля

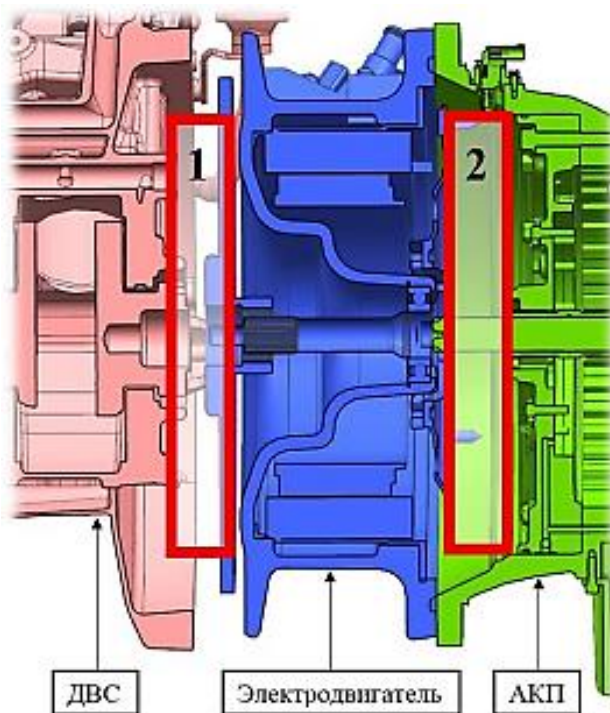


Рисунок 1.14 Концепція розташування гасника крутильних коливань у трансмісії автомобіля з КЕУ: 1 між ДВЗ та електродвигуном; 2 між електродвигуном та автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора

Висновки по розділу.

У рамках науково-дослідної роботи вирішуються такі завдання:

1. теоретичне дослідження динамічної навантаженості механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ»:

- Дослідження впливу гармонійних складових крутного моменту силової установки на механічну систему автомобіля з КЕУ;
- Розробка імітаційної моделі динамічних процесів у приводі з КЕУ;

– дослідження впливу на коливання механічної системи інерційних та упругодисіпативних параметрів трансмісії;

– визначення параметрів та конструктивних засобів для зменшення динамічної навантаженості механічної системи автомобіля з КЕУ;

2. розробка комплексу інформаційно-вимірювальної апаратури;

3. експериментальне дослідження динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ»;

4. узагальнення результатів досліджень, розробка методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісії автомобіля з КЕУ та коригування за результатами експерименту імітаційної моделі.

РОЗДІЛ 2. ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАНСМІСІЇ.

2.1. Сучасні засоби інженерного аналізу та гармонічний аналіз крутного моменту двигуна

Сучасним шляхом розв'язання прикладних математичних завдань є застосування чисельних методів рішення при комп'ютерному моделюванні динаміки різних систем автомобіля. Імітаційне моделювання стало невід'ємною частиною розробки нових агрегатів, систем і складних технічних об'єктів. Реалізація імітаційних моделей на ЕОМ дозволяє проводити «віртуальні випробування» конструкцій і вузлів, що розробляються, з яких вони складаються. Такі випробування прийнято називати чисельними експериментами. Їх використання в інженерній практиці дозволяє багаторазово використовувати імітаційну модель в однотипних чисельних експериментах, за результатами яких можна оптимізувати характеристики виробу, що виробляється, скорочуючи тим самим суттєві витрати часу, праці і матеріалів на проведення великого обсягу натурних експериментальних і довідкових робіт на етапі створення конструкції [16, 24].

Прикладом таких програм для моделювання фізико-технічних об'єктів і систем є LMS Imagine.Lab AMESim. Акронім AMESim розшифровується як «Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems», або «Удосконалене середовище для моделювання інженерних систем» [1, 3, 7, 15]. Розрахунок моделей проводиться з допомогою чисельних методів розв'язання диференціальних рівнянь. У зв'язку з інтерактивністю графічного інтерфейсу представленого програмного пакета та великою бібліотекою перевірених компонентів складання та дослідження імітаційної моделі динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ», в рамках дисертаційної роботи, виконано в LMS Imagine.Lab AMESim.

Одним із основних джерел силового впливу на колісну машину є двигун внутрішнього згоряння. Через нерівномірність роботи двигуна, обумовлену змінними тисками в циліндрах та інерційними силами кривошипношатунного

механізму, всі агрегати і системи машини зазнають тих чи інших збурювальних впливів, які можуть призвести до появи небезпечних напруг в деталях трансмісії, що несуть систем і ходових частин колісної машини.

Імітаційне моделювання крутильної системи ДВЗ і гармонійний аналіз моменту, що крутить, проведений для двигуна V8, використовуваного в розроблюваному ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» автомобілі (див. Рис. 2.1). Розроблена імітаційна модель дозволяє оцінювати величини амплітуд гармонійних складових крутного моменту двигуна, що є вихідними даними при оцінці динамічної навантаженості елементів крутильної системи трансмісії [3].

Для розрахунку параметрів коливань у трансмісії, що збуджуються нерівномірністю роботи двигуна, достатньою характеристикою впливу є спектральний склад моменту двигуна на останній корінній шийці колінчастого валу [16].

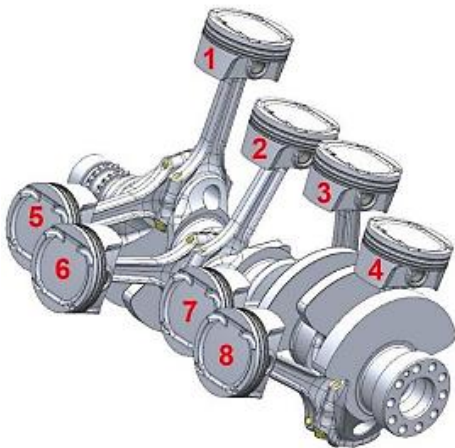


Рисунок 2.1 – Кривошипношатунний механізм двигуна V8

Крутний момент двигуна є періодичною функцією, яка розкладанням в ряд Фур'є може бути представлена дискретним спектром. Параметри гармонійної складової залежить від режиму роботи двигуна. Крива моменту, що крутить, сил тиску газів виходить по індикаторній діаграмі роботи одного циліндра двигуна. Для цього за індикаторною діаграмою визначається залежність сил тиску газів (газових сил) на поршень від кута повороту колінчастого валу. Отримана залежність використовується для побудови графіка тангенціальної сили, що діє на кривошип.

Результуючий момент на кривошипі визначається відповідно до схеми (див. рис. 2.2)

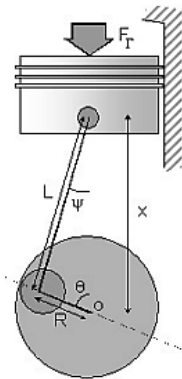


Рисунок 2.2 – Схема розрахунку газових сил

Графік моменту, що крутить, від газових сил виходить підсумовуванням моментів, що передаються на колінчастий вал від кожного циліндра з урахуванням їх фазового зсуву.

Залежність моменту, що крутить, двигуна від сил інерції будується в тому ж порядку, що і залежність крутного моменту газових сил.

Схема формування інерційних сил та приклад завдання масовогеометричних параметрів двигуна у програмі AMESim представлені на Рис. 2.3.

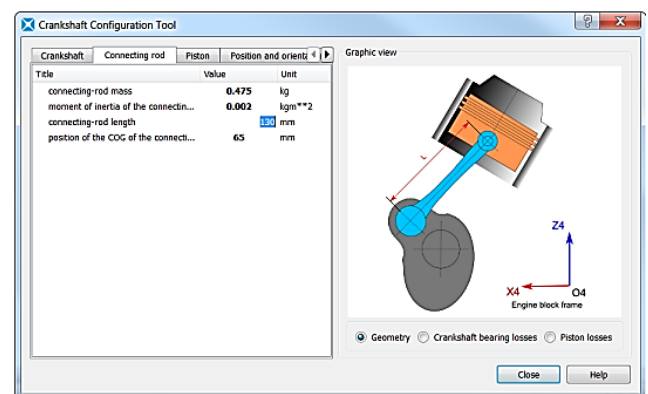
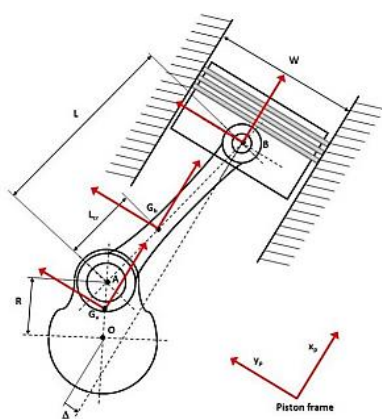


Рисунок 2.3 – Схема формування інерційних сил (а) та приклад завдання масовогеометричних параметрів двигуна (б)

Для отриманих моментів газових та інерційних сил визначаються коефіцієнти Фур'є та середній момент, що крутить. У свою чергу сумарне

значення моменту на останній корінній шийці колінчастого валу розраховується як векторна сума моментів від газових та інерційних сил. Для отриманого набору дискретних значень сумарного моменту на останній шийці колінчастого валу двигуна (2_m мірного речовиннозначного вектора M_k) застосовується процедура швидкого перетворення Фур'є (БПФ). Результатом буде вектор A розмірності $1 + 2_m1$ з комплексними елементами відліками в частотній області. Фактично дійсна та уявна частини вектора є коефіцієнти Фур'є a_i і b_i , що суттєво спрощує їх отримання.

Як зазначалося вище, вихідними даними до виконання розрахунків є значення тисків у кожному циліндрі двигуна залежно від частоти обертання колінчастого валу з урахуванням порядку роботи (див. рис. 2.4). Індикаторні діаграми побудовані за результатами теплового розрахунку номінального режиму роботи двигуна.

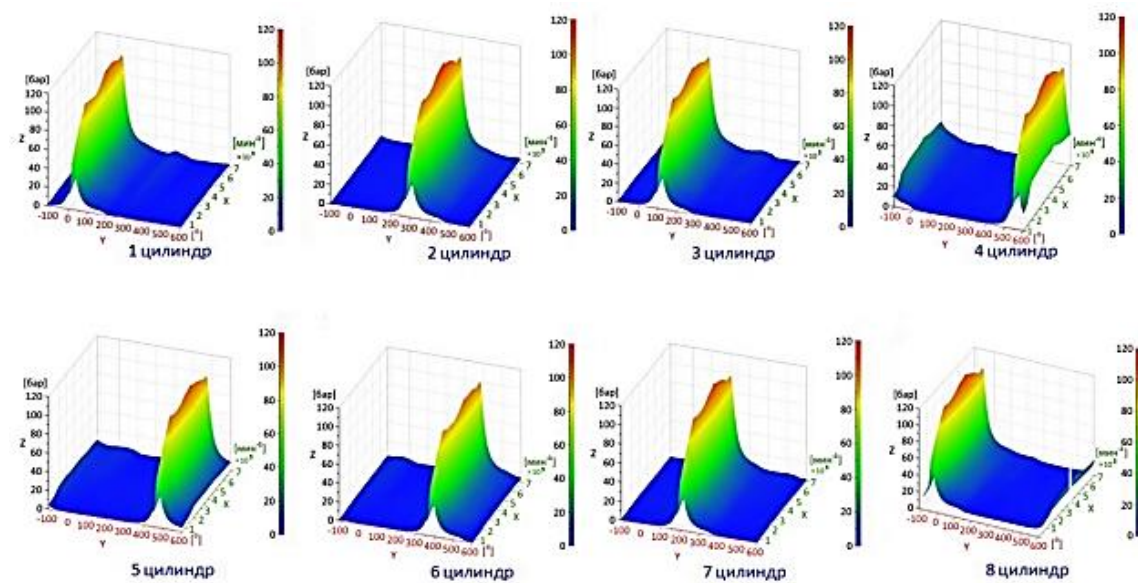


Рисунок 2.4 Залежність тиску в циліндрах двигуна V8 від частоти обертання колінчастого валу: вісь X частота обертання колінчастого валу двигуна, $[xv^{-1}]$, вісь Y кут повороту колінчастого валу двигуна, $[^{\circ}]$, вісь Z ефективний тиск у циліндрі двигуна, [бар]

У процесі розрахунку виконано аналіз впливу газових та інерційних складових на амплітудночастотний склад моменту двигуна на останній корінній шийці колінчастого валу. Встановлено, що для восьмициліндрового двигуна основними гармоніками від газових сил є 4, 8 та 12. Інерційна складова

моменту зосереджена на 4-й гармоніці. При цьому величина інерційної складової на максимальних оборотах досягає 30 [Н·м]. Сумарний момент на 4, 8 та 12 гармоніках становить відповідно 270, 120 та 60 [Н·м].

Результати гармонійного аналізу крутного моменту двигуна V8 наведено на Рис. 2.5 у тривимірному, двомірному відображенні щільності крутного моменту і у вигляді розкладання функції крутного моменту в ряд Фур'є.

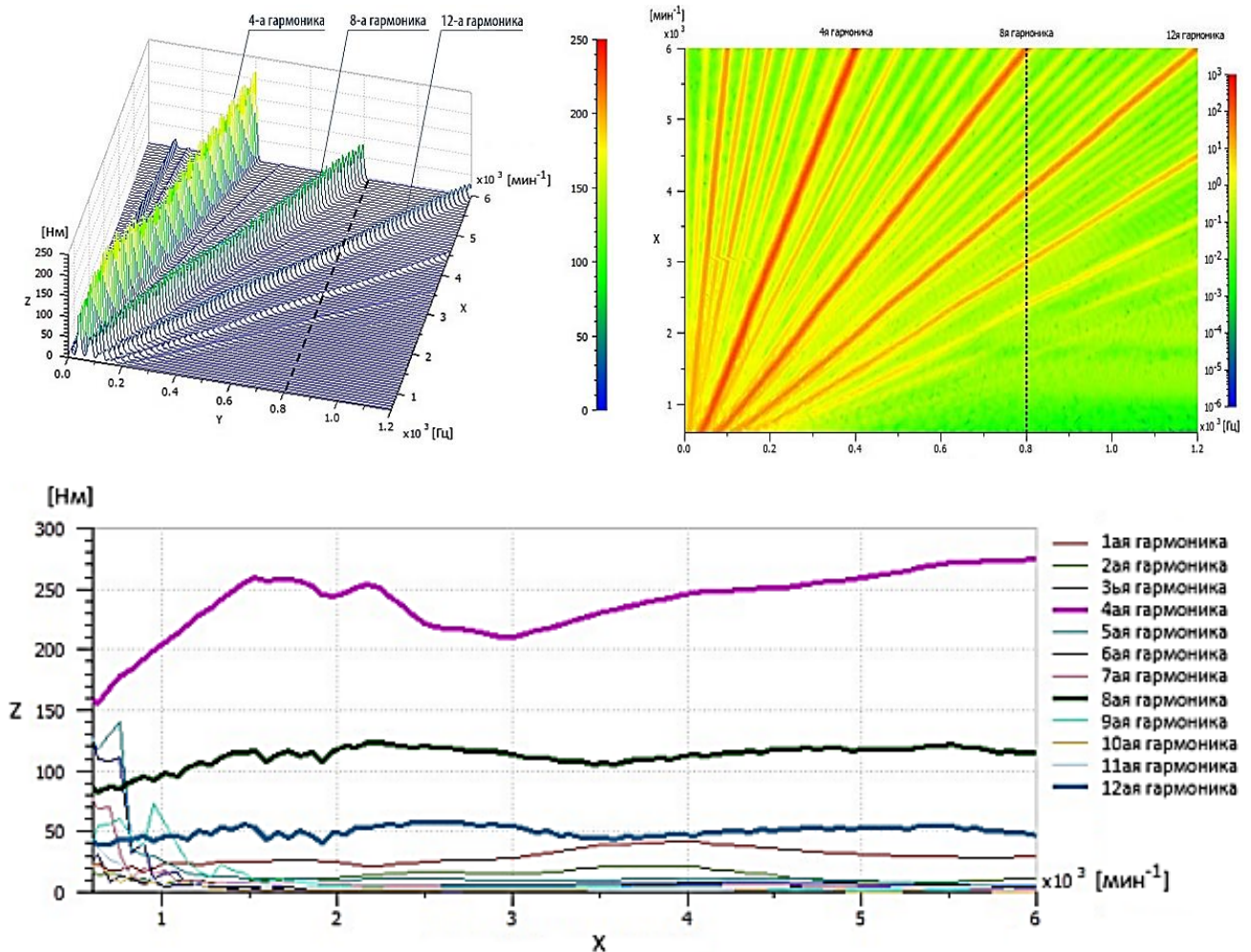


Рисунок 2.5 – Результати гармонійного аналізу крутного моменту двигуна V8: а – тривимірна спектральна щільність крутного моменту від спільної дії інерційних та газових сил; б – двомірна спектральна щільність крутного моменту від спільної дії інерційних та газових сил; – гармоніки крутного моменту від спільної дії інерційних та газових сил; вісь X - частота обертання колінчастого валу двигуна, [хв-1]; вісь Y – частота коливань, [Гц]; вісь Z - амплітуда коливань, [Н·м].

З наведених результатів випливає, що значні величини амплітуд гармонійних складових крутного моменту двигуна знаходяться в діапазоні від 0 до 800 [Гц] (див. рис. 2.5 б). Отримані значення частот та амплітуд гармонійних

складових сумарного моменту газових та інерційних сил є вихідними даними (обуреннями) для подальшого визначення динамічної навантаженості елементів крутильної системи трансмісії.

2.2 Визначення модальних характеристик системи трансмісії

Так як в динамічних системах трансмісії є досить багато мас з малими моментами інерції, з'єднаних пружними зв'язками з великими коефіцієнтами жорсткості, то їх наявність зумовлює виникнення в системі коливань з високими частотами і призводить до збільшення витрат при розрахунках цих коливань. Це може бути виправдано лише в окремих випадках при необхідності вивчення широкого спектра коливань у даній динамічній системі, коли це пов'язано з високочастотними явищами та шумом.

Для визначення динамічної навантаженості елементів системи трансмісії достатньо обмежитися розглядом коливань з низькими частотами, що з допустимою точністю може бути досягнуто при розгляді динамічної системи з малою кількістю мас. Таким чином, на етапі складання динамічної коливальної системи проводиться оптимізація кількості прийнятих до уваги наведених інерційних мас, відповідних деталей або груп деталей трансмісії.

Скорочення числа відгалужень динамічної системи та перехід до «рядної» системи без відгалужень спрощує вихідну динамічну систему, полегшуючи і прискорюючи її динамічний аналіз, мінімізуючи, у своїй, обмеження в часі й витратах розрахунку.

Спрощення досягається за рахунок злиття декількох близько розташованих один до одного мас в одну, момент інерції якої дорівнює сумі моментів інерції мас, що об'єднуються. Основна вимога, яку необхідно виконати у своїй, – еквівалентність розрахункової динамічної системи вихідної, тобто. близькість характеристик коливальних процесів, частот і форм коливань обох систем та їх амплітудночастотних характеристик [1].

У цьому роботі модальні характеристики аналізованої динамічної системи визначаються з урахуванням розкладання до низки Фур'є точного чисельного рішення рівняння динаміки системи (зокрема, з урахуванням

дисипативних характеристик). Мінімальна кількість мас вибирається з умови визначення власних частот системи, які у частотний діапазон основних моторних гармонік двигуна. З результатів оцінки гармонічних складових двигуна, наведених у другому розділі, випливає, що для двигуна, що розглядається, істотні амплітуди гармонічних складових діють у смузі частот до 800 [Гц] (див. Рис. 2.5 б). Отже, при обґрунтуванні складності моделі критерієм її багатомасовості має бути умова виявлення власних частот системи у вказаному діапазоні. Для цього в даній роботі, відповідно до відомих принципів редукування, послідовно розглядаються три, чотири і п'ятимасова моделі.

Тримасова модель дозволяє визначити власні частоти системи «ДВЗ - ЕД - АКП - ТЗ», де елементи трансмісії, що обертаються, враховуються як єдине ціле і приводяться до двигуна з урахуванням включеної передачі. Чотирьохмасова модель додатково враховує інерційність ротора електродвигуна.

П'ятимасова модель відрізняється від чотиримасової тим, що коробка передач, що складається з 4-х планетарних рядів (далі - ПР), розбита на два планетарні механізми (ПМ1 і ПМ2), з'єднаних пружним валом і пружною втулкою (паралельно) з меншою податливістю. Момент інерції ПМ1 є сумою ПР1 і ПР2, а ПМ2 - це сума ПР3 і ПР4.

Сумарна жорсткість з'єднання двох частин коробки визначається виходячи з кінематики ланок для кожної передачі.

Порівняльний аналіз власних частот розрахункових схем із різним числом мас показує наступний результат.

1). На нижчих формах коливань різницю частот моделей з різним числом мас вибирається у 8 ... 10 %. У той же час, чотиримасова модель додає частоту в діапазоні від 170,1 [Гц] до 177,4 [Гц] з вузлом коливань між ротором ЕД і маховиком ДВЗ. П'ятимасова модель додає форми коливань на частотах від 187,2 [Гц] до 475,2 [Гц] з вузлом коливань між масами АКП.

2). Подальше ускладнення динамічної моделі недоцільно. Це пов'язано з тим, що облік додаткових мас коробки передач призводить до появи високочастотних коливань, частота яких перевищує діапазон збурень, що

генеруються двигуном, порушення резонансу на яких мало ймовірно, а оцінка модальних характеристик буде недостовірною через неможливість точного розрахунку пружних характеристик нелінійних сполучень зубчасті зачеплення і т.д.

Таким чином, при оцінці динамічної навантаженості трансмісії досліджуваного автомобіля з розглянутим 8-циліндровим двигуном можна вважати обґрунтованим використання п'ятимасової моделі для проведення подальших досліджень.

Аналіз форм коливань показав, що в системі, що розглядається, найбільшу небезпеку по динамічній навантаженості становлять форми коливань з вузлами між ДВЗ і ЕД (170,1 ... 177,4 [Гц]), між ЕД і АКП (36,9 ... 79,3 [Гц]), а також між масами коробки передач (187,2...475,2 [Гц]), що з'єднуються пружним валом та трубою.

Наочною характеристикою умов порушення резонансних режимів різних ділянок трансмісії є суміщена характеристика гармонік двигуна з діапазонами власних частот системи, наведена на Рис. 2.6. Наприклад, для третьої форми коливань (діапазон частот від 170,1 [Гц] до 177,4 [Гц] з вузлом коливань між ЕД та ДВЗ) можна прогнозувати виникнення трьох резонансів на оборотах від 800 до 2600 [хв1] (див. рис. 2.6). Оцінка частот і амплітуд коливань вихідної динамічної системи, що виникають, з урахуванням дисипативних властивостей виконується в наступному розділі.

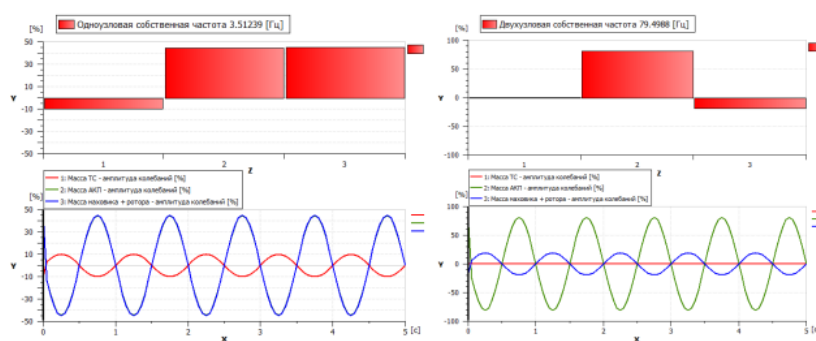


Рисунок 2.6 Форми коливань для тримасової моделі (перша передача): вісь X тимчасова шкала [с]; вісь Y амплітуда коливань, [%]; вісь Z кількість інерційних мас.

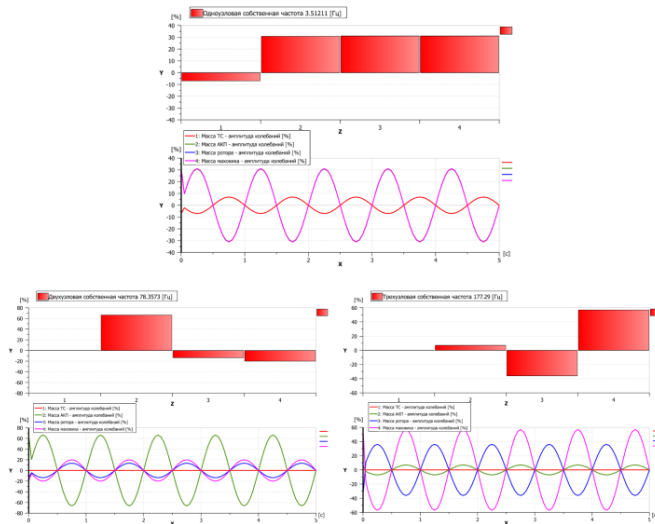


Рисунок 2.7 Форми коливань для чотиримасової моделі (перша передача): вісь X тимчасова шкала [с]; вісь Y амплітуда коливань, [%]; вісь Z кількість інерційних мас

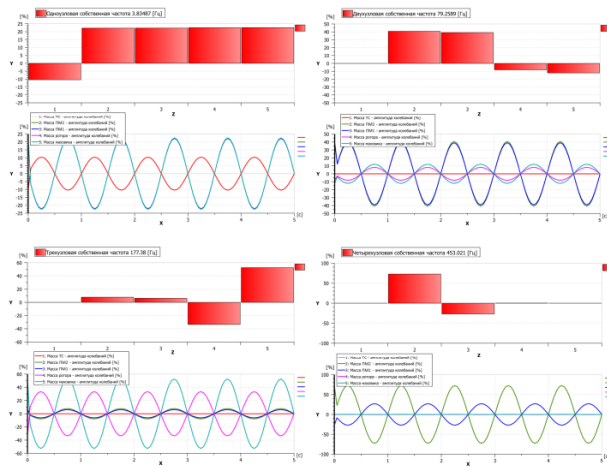


Рисунок 2.8 Форми коливань для п'ятимасової моделі (перша передача): вісь X тимчасова шкала [с]; вісь Y амплітуда коливань, [%]; вісь Z кількість інерційних мас.

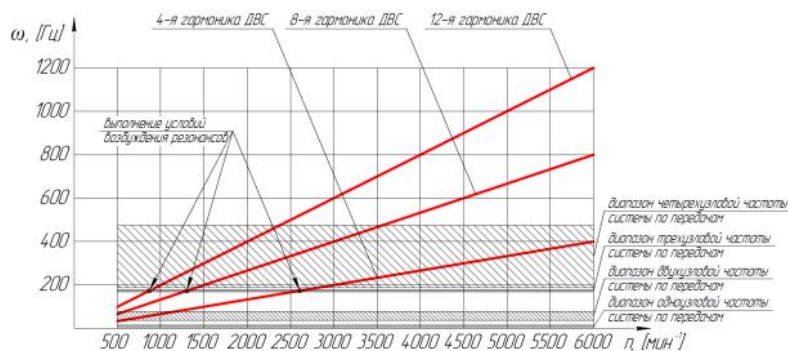


Рисунок 2.9 – Поєднана характеристика гармонік ДВЗ та діапазонів власних частот системи

2.3. Критерій оцінки динамічної навантаженості системи за рівнем віброприскорень

Як правило, надійність конструкції визначається коефіцієнтом запасу прикладеного навантаження, перевищення якої призводить до появи небезпечних напруг в деталях трансмісії і передчасного виходу їх з ладу.

Однак для планетарних коробок передач з фрикційними елементами управління можливість передачі як моменту, що крутить, так і його змінних складових обмежена коефіцієнтом запасу зчеплення β у фрикційних муфтах [2, 6]. У випадку, якщо динамічні імпульси, що йдуть від силової установки, перевищать допустиме значення, це призведе до буксування фрикційного пакета, де за рахунок сил тертя між дисками буде здійснено обмеження максимальної амплітуди шляхом переведення механічної енергії в теплову.

Для зменшення поверхневої температури дисків коефіцієнт запасу зчеплення повинен мати невелике значення, близьке до одиниці. Як правило, для фрикційних муфт, що працюють у маслі, значення β лежить у межах $\beta = 1,1\text{--}1,3$. Крім того, з точки зору управління автоматичною коробкою передач, невелике значення коефіцієнта запасу зчеплення дозволяє підвищити точність управління електромагнітними клапанами гідравлічної системи управління коробки передач, що забезпечує тим самим плавність включення передач в АКП.

Таким чином, котрий закладається в конструкції автоматичної коробки передач коефіцієнт запасу зчеплення визначає, з точки зору оптимальної теплонавантаженості фрикційних елементів управління, динамічного навантаження елементів трансмісії та плавності включення фрикційних муфт, допустимий рівень кутового прискорення провідних елементів ФЕУ АКП [31].

Розрахунок роботи буксування фрикційних дисків дозволяє визначити максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас, наведених до АКП. В даному випадку цей параметр можна використовувати не тільки в ролі діагностування ефектів вібрації, але і як критерій оцінки динамічної навантаженості трансмісії.

Аналіз процесу буксування фрикційних дисків [6, 7] показує, що момент M_f , що розвивається муфтою у другому періоді буксування, зростає до максимального значення при повному замиканні дисків (див. рис. 2.10).

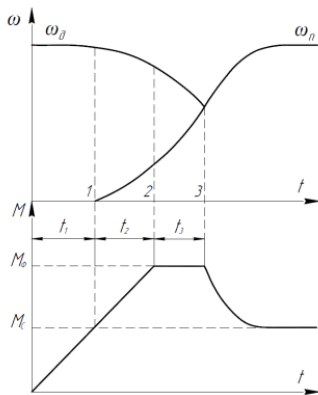


Рисунок 2.10 – Схема процесу буксування муфти: M_f - максимальний момент, що розвивається муфтою; M_c – момент опору руху; ω_d - кутова швидкість валу ДВЗ; ω_n – кутова швидкість веденого валу муфти; t_1 , t_2 , t_3 – час відповідного періоду буксування

Таким чином, розглядаючи процес буксування при передачі повного моменту, що крутить, максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас визначається за формулою

Враховуючи значення максимального моменту, що крутить, ДВЗ V8, моментів інерції елементів трансмісії і рекомендоване для фрикційних муфт, що працюють в маслі, значення коефіцієнта запасу зчеплення, для досліджуваної механічної системи визначено допустиму межу кутового прискорення інерційних мас $\epsilon_d = 1250$ град/

Дане значення приймається як цільовий параметр при варіюванні характеристик ГКК і визначенні допустимої межі динамічної навантаженості трансмісії.

2.4 Оцінка впливу на динамічну навантаженість трансмісії роботи електродвигуна

Для оцінки впливу змінних складових крутного моменту, що формуються електродвигуном, на динамічну навантаженість трансмісії виконано

спектральний аналіз моменту, що крутить, на номінальній частоті електродвигуна $n = 2200$ [хв⁻¹] (див. Рис. 2.11 а).

Спектральний аналіз моменту, що крутить, ЕД виконаний на основі аналізу функції крутного моменту ЕД від часу. Для забезпечення необхідного дозволу за частотою при визначенні спектральної щільності моменту, що крутить, виконана апроксимація функції, наведеної на Рис. 2.11 а. Підготовлено масив даних (дискретних значень) та визначено коефіцієнти тригонометричного ряду, що відповідають гармонікам крутного моменту електродвигуна.

Зі спектру крутного моменту випливає, що частота гармонік ЕД відповідає 55 (2034 [Гц]), 110 (4068 [Гц]) і 330 гармонікам ДВЗ, амплітуди гармонійних складових крутного моменту дорівнюють 5,2 [Нм], 4,5 [Нм] і 2,5 [Нм] відповідно (див. Рис. 2.11 б), і в системі, що розглядається, викликати резонанс не можуть. Обробку проведено у програмному пакеті PowerGraph Professional 3.3.8, призначеному для статистичної обробки результатів розрахунків чи вимірювань.

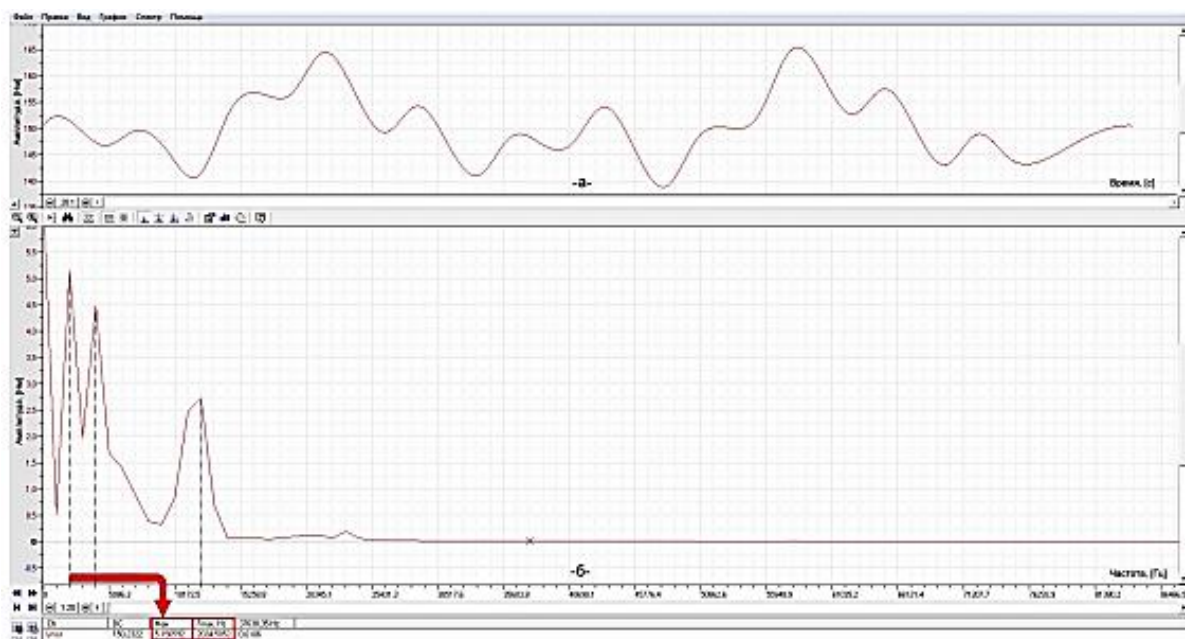


Рисунок 2.11 – Спектральний аналіз крутного моменту електродвигуна: а – фрагмент осцилограми тимчасової функції крутного моменту електродвигуна; б – спектр крутного моменту електродвигуна за номінальної частоти обертання $n = 2200$ [хв⁻¹].

Дослідження виконано за п'ятимасовою моделлю в програмному пакеті LMS Imagine.Lab Wheel Torque Management Solution.

Результати моделювання представлені у вигляді фрагментів осцилограм, що характеризують зміну прискорень (див. рис. 2.17) та у вигляді амплітудночастотного 3D-спектру на кожній з основних гармонік двигуна (див. рис. 2.18) на першій передачі. З отриманого 3D-спектру видно на яких частотах обертання силової установки і з якою амплітудою виникають резонансні явища для кожної з інерційних мас системи.

Результати обробки даних дослідження динамічної навантаженості зведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати обробки отриманих даних дослідження динамічної навантаженості автомобіля з КЕУ за спектрограмою

№ передачі	Кутові прискорення інерційних мас, [рад/с ²]				
	Маховик ДВЗ	Ротор ЕД	ІМ1	ІМ2	ТЗ
1	12000	7000	9000	9000	7,0
2	12000	7000	2500	2500	3,5
3	12000	7000	4000	4500	5,0
4	12000	5000	30000	4000	5,0
5	12000	7000	35000	2000	5,0
6	12000	7000	800	900	2,0
7	12000	6000	5000	1200	2,5
8	12000	6000	20000	800	1,2
9	12000	6000	3000	600	2,0
Зх	10000	6000	5500	6000	5,0

З наведених даних випливає, що рівень вібронавантаженості всіх мас, крім п'ятої (що імітує автомобіль) від двох до двадцяти чотирьох разів перевищує допустимий 1250 [рад/с²].

2.5 Розробка рекомендацій щодо вибору упругодисіпативних параметрів ДКК

Аналіз амплітуд і форм коливань показує, що найбільш критичними є двовузлова форма коливань в діапазоні частот 36,9... 79,3[Гц] з вузлом коливань між ротором і коробкою передач, а також тризлова форма коливань в діапазоні частот 170,1– 177,4 [Гц] з вузлом між маховиком ДВЗ та ротором ЕД.

На цих частотах коливання відбуваються з високим значенням амплітуд від 7000 до 12000 [рад/с²]. З аналізу суміщеної характеристики гармонік ДВЗ і діапазонів власних частот системи впливає, що для забезпечення допустимого рівня вібронавантаженості необхідно відбудуватися для 8-циліндрового двигуна від 4-ї, 8-ї і 12-ї гармонік. Для цього власну частоту елементів систем «ДВЗ – ЕД» та «ЕД – трансмісія» необхідно зменшити до рівня 30...35 [Гц]. Для цього жорсткість пружного зв'язку між ДВЗ та ЕД має бути зменшена у 25 разів (власна частота зменшиться при цьому п'ятикратно). При цьому оцінка можливості виникнення резонансних коливань усередині коробки (між масами ПМ1 і ПМ2) може вимагати додаткового дослідження.

Ефективність гасіння коливань може бути істотно підвищена під час створення дисипативних сил реалізованих ГКК.

У даному випадку момент тертя відповідно до співвідношення $M_{тр} = (0,06 - 0,17) \cdot M_{амах}$ пропонується прийняти рівним 100 [Нм], амплітуду коливань 4 [град] (0,07 [рад]), а власну частоту $\omega = 30 \dots 35$ [Гц] (220 [1 / с]). При цих значеннях величина необхідного коефіцієнта дисипації становить $b = 8,3$ [Н·м·с/рад], а жорсткість ГКК повинна бути менше 3000 [Н·м/рад].

З наведених даних впливає, що у вихідному варіанті пружно-інерційних параметрів рівень вібронавантаженості всіх мас, крім п'ятої (що імітує автомобіль) від двох до двадцяти чотирьох разів перевищує допустимий 1250 [рад/с²]. Результати порівняльного аналізу динамічної навантаженості системи з вихідними та пропонованими характеристиками ГКК показують, що динамічна навантаженість елементів системи знижується до 10 разів (а окремих випадках, наприклад, для маси ПМ1 – до 75 раз). Таким чином, на всіх передачах та швидкісних режимах роботи ДВЗ досягнуто обмеження амплітуд кутового прискорення до 1250 [рад/с²].

Далі з метою оцінки ступеня віброзахисності конструкції виконано розрахунок коефіцієнта динамічності. Для динамічної системи, що розглядається, він визначався як відношення змінної складової крутного

моменту на іюй інерційній масі до змінної складової крутного моменту на останній шийці колінчастого валу ДВЗ (10).

Узагальнені результати чисельного визначення коефіцієнтів динамічності досліджуваної системи зведені в табл. 2. Приклад осцилограми із записом моментів, що крутять, на інерційних масах системи наведено на Рис. 2.12.

Таблиця 2 – Узагальнені результати чисельного визначення коефіцієнта динамічності моменту, що крутить, для інерційних мас досліджуваної системи.

Тип двигуна	k_d				
	Маховик ДВЗ	Ротор ЕД	ПМ1	ПМ2	ТЗ
V8	0,28-0,31	0,50-0,80	0,05-0,8	0,05-0,25	$\ll 0,10$

Встановлено, що високі значення коефіцієнтів динамічності на роторі ЕД та масі ПМ1 спостерігаються в діапазоні частот 500-1300 $[\text{хв}^{-1}]$ на вищих передачах (6–9), внаслідок виникнення резонансних коливань, спричинених збігом власних частот системи з частотами основних моторних гармонік ДВЗ. У зарезонансному діапазоні ($n_d > 1500 [\text{хв}^{-1}]$) коефіцієнт динамічності не перевищує значення $k_d = 0,2$ (див. рис. 2.12). З результатів розрахунку, поданих у табл. 9, слід, що коефіцієнт динамічності $k_d < 1$ перебуває у сприятливому, з погляду вібронавантаженості системи, діапазоні значень.

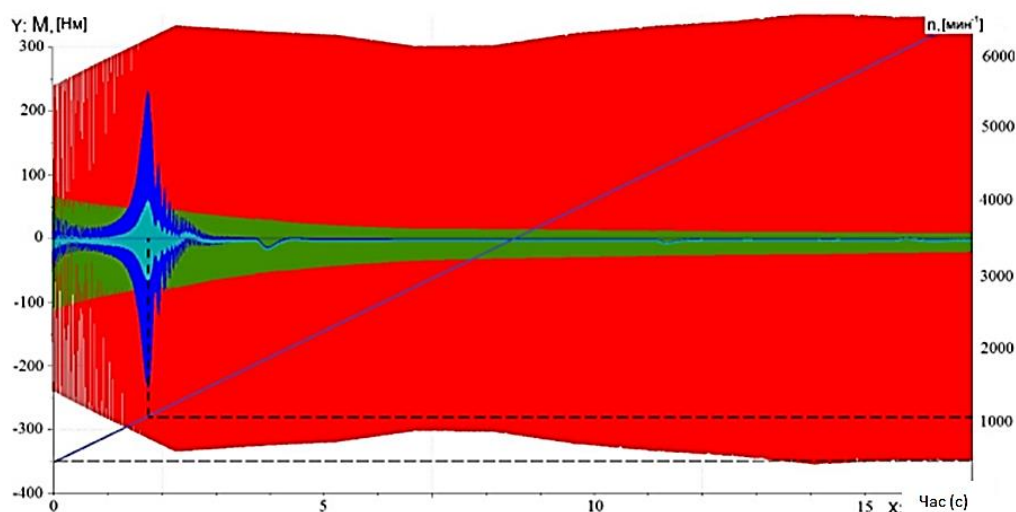


Рисунок 2.12 – Фрагмент осцилограми із записом змінних складових крутних моментів на інерційних масах системи: 1 (червоний колір) – амплітуда

крутного моменту на останній корінній шийці колінчастого валу ДВЗ; 2 (зелений колір) – амплітуда крутного моменту на маховику ДВЗ; 3 (синій колір) – амплітуда крутного моменту на роторі ЕД; 4 (блакитний колір) – амплітуда моменту, що крутить, на коробці передач.

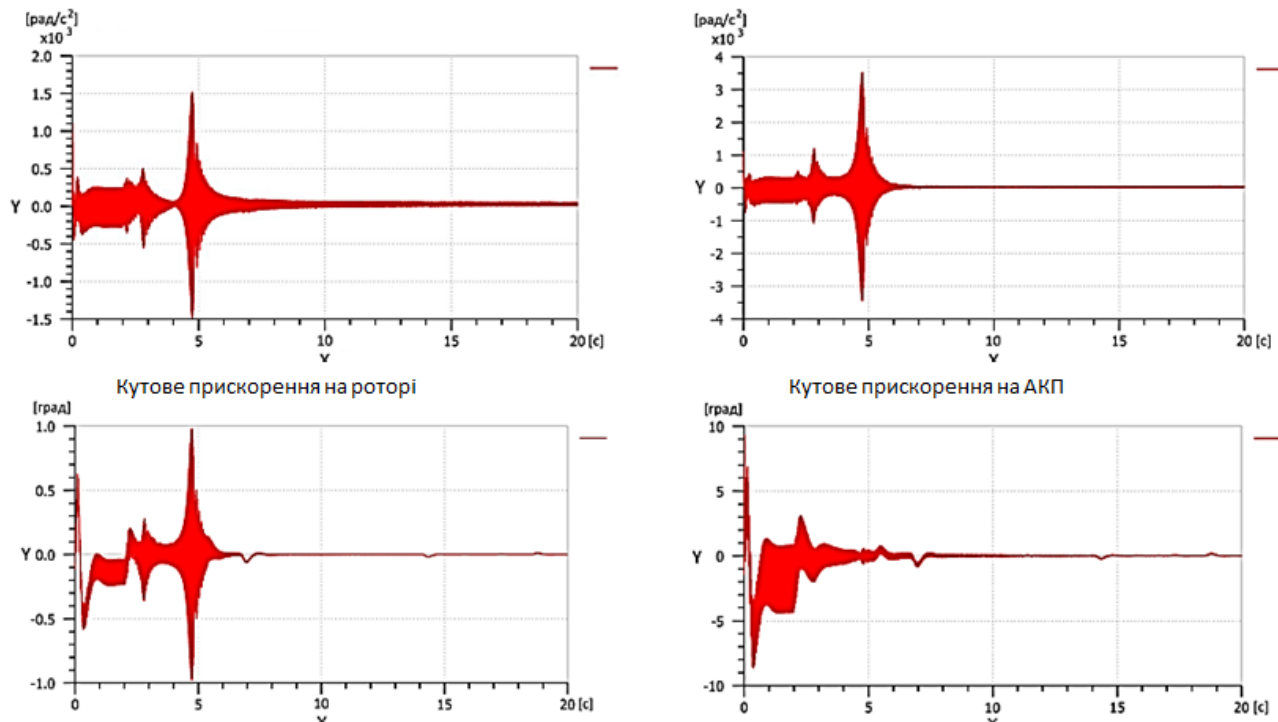
В рамках дисертаційної роботи опрацьовано питання додаткового підвищення віброзахисних властивостей трансмісії. Для вирішення цього завдання виконано порівняльний аналіз ефективності установки дисипативного елемента у можливих, за умовами компонування, місцях його встановлення, а саме між маховиком ДВЗ та ротором ЕД, між ротором ЕД та АКП. При виконанні чисельної оцінки коефіцієнт дисипації приймався рівним $4 \text{ [Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад]}$ при рекомендованому, у підрозділі 2.7, значенні $8,3 \text{ [Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад]}$, розрахованому виходячи з припущення про те, що умови порушення резонансу виконуватимуться на частотах від 30 до 35 [Гц]. Аналіз суміщеної частотної характеристики (див. рис. 2.13) показує, що умови резонансу при введенні ГКК з жорсткістю $c = 1300 \text{ [Нм/рад]}$ виконуються в діапазоні частот 44,4–85,3 [Гц] (середнє значення 65 [Гц]). Наведений коефіцієнт дисипації у разі становить $4 \text{ [Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад]}$. Результати чисельної оцінки ефективності можливих варіантів представлені у табл. 3. Результати, наведені у табл. 10 отримані для першої передачі, при цьому маси АКП обертаються як єдине ціле.

Таблиця 3 – Результати обробки отриманих даних дослідження динамічної навантаженості системи з осцилограми.

Розташування гасника	Амплітуда кутових прискорень інерційних мас, $[\text{рад}/\text{с}^2]$		
	АКП	Ротор ЕД	Маховик ДВЗ
Без демпфера	2300	1000	3500
Демпфер між маховиком та ротором	3500	1500	3500
Демпфер між ротором і АКП	400	400	3500
Демпфер між маховиком та ротором, між ротором та АКП	500	300	3500

З отриманих даних, що являють собою векторні суми кутового прискорення, випливає, що при розміщенні дисипативного елемента між ротором ЕД і АКП навантаженість елементів трансмісії нижче, ніж варіант

установки на маховику ДВЗ. Це пояснюється тим, що при порівнянних значеннях коефіцієнта динамічності в резонансній зоні (відношення частот > 2) змінні складові крутного моменту ДВЗ на маховику в 4 рази більше, ніж на роторі ЕД. Обурювальні моменти від ДВЗ після їх проходження через низькочастотний фільтр, утворений маховиком, податливістю валів і ротором ЕД, зменшуються, що створює передумови забезпечення зносостійкості поверхонь дисипативного елемента (фрикціону) при його установки після ЕД. Рис. 2.13, 2.14 наведено осцилограми, отримані для варіантів установки дисипативного елемента в з'єднанні «ДВЗЕД» та «ЕДАКП». Як впливає з рисунків, при введенні демпфера між ротором ЕД та АКП амплітуди кутових прискорень у системі стають нижчими.



Відносний кут закрутки між ротором та маховиком

Відносний кут закрутки між ротором та АКП

Рисунок 2.13 – Дисипативний елемент встановлений між маховиком та ротором ($c = 1300 \text{ [Н}\cdot\text{м/рад]}$)

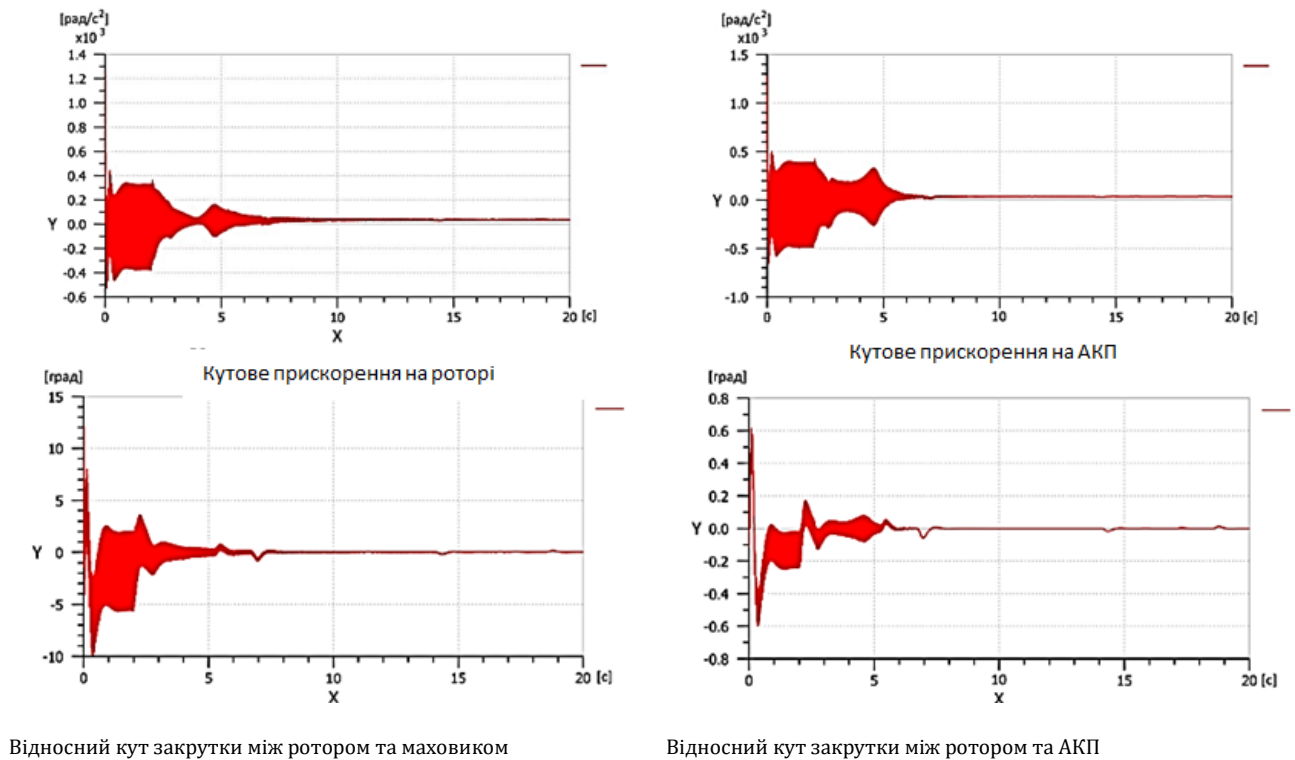


Рисунок 2.14 – Дисипативний елемент встановлений між ротором та АКП ($c = 1300$ [Н·м/рад])

2.6. Визначення динамічної навантаженості системи як «нейтраль»

Для визначення динамічної навантаженості трансмісії у режимі «нейтраль» розроблено імітаційну модель, представлену на Рис. 2.15. З результатів моделювання (див. Рис. 2.16) випливає, що амплітуда кутового прискорення інерційних мас системи не значна і не перевищує 150 [рад/с²], що відповідає вимогам, що висуваються.

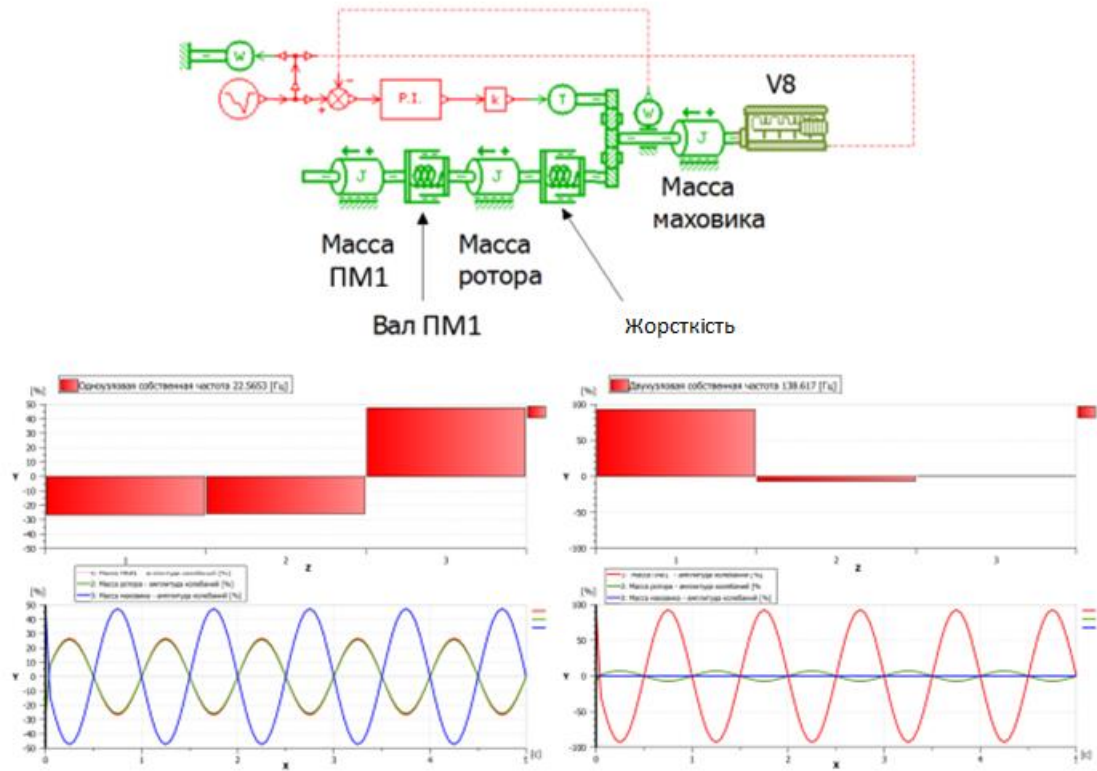


Рисунок 2.15 Блоксхема програми розрахунку динаміки системи у режимі «нейтраль», форми власних коливань системи: вісь X тимчасова шкала, [с]; вісь Y амплітуда коливань, [%]; вісь Z кількість інерційних мас.

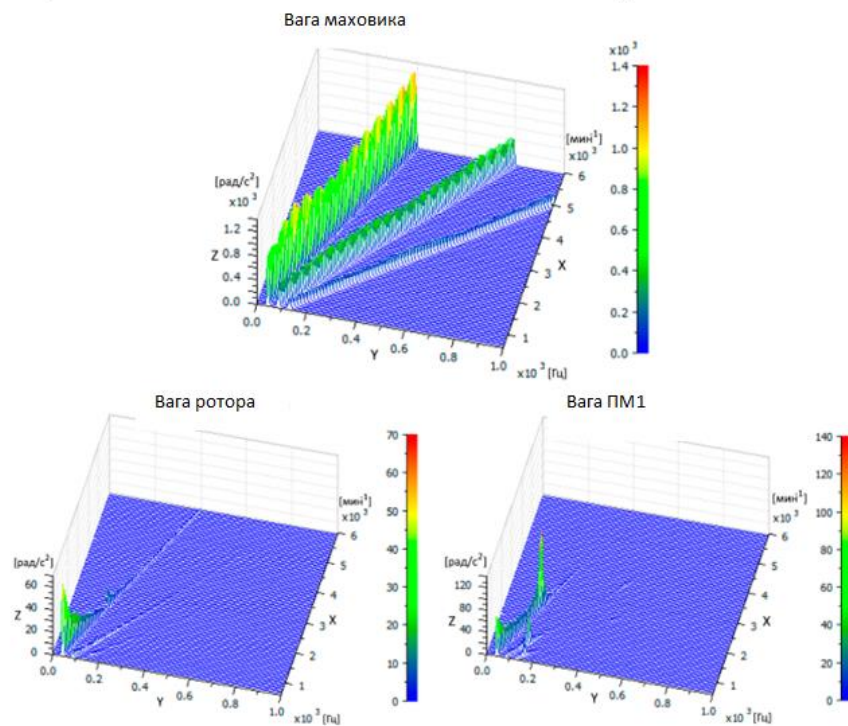


Рисунок 2.16 – Амплітудночастотний 3Дспектр у режимі «нейтраль»: вісь X – частота обертання колінчастого валу двигуна, [хв-1], вісь Y – частота коливань, [Гц], вісь Z – кутове прискорення, [рад/с²].

2.7 Висновки за результатами імітаційного моделювання динамічної системи трансмісії

З результатів дослідження можна зробити такі основні висновки:

1) З гармонійного аналізу крутного моменту ДВЗ V8 з урахуванням нерівномірностей, що формуються газовими та інерційними силами, встановлено, що основними моторними гармоніками двигуна V8 є 4я, 8я та 12я.

2) Для розроблених 3х, 4х і 5ти масових моделей системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» визначено пружноінерційні параметри. За результатами аналізу модальних характеристик наведених моделей прийнято, що найбільш прийнятною динамічною моделлю є 5 масова, діапазон власних частот якої відповідає діапазону частот збурень ДВЗ.

3) З аналізу суміщеної характеристики гармонік ДВЗ і діапазонів власних частот системи зазначено, що для забезпечення допустимого рівня вібронавантаженості необхідно відбудуватися для 8-циліндрового двигуна від 4й, 8й і 12й гармонік.

4) За результатами оцінки впливу на динамічну навантаженість трансмісії змінних складових крутного моменту, що формуються електродвигуном, встановлено, що частота гармонік ЕД відповідає 55, 110 і 330 гармонікам ДВЗ, а амплітуди гармонічних складових крутного моменту дорівнюють 5,2 [Нм], 4 [Нм] та 2,5 [Нм] відповідно. Таким чином, зроблено висновок, що крутильні коливання, що збуджуються електродвигуном, на режимах роботи аналізованої системи резонанс викликати не можуть.

5) З результатів моделювання динаміки вихідної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» встановлено, що найбільш критичними є двовузлова форма коливань у діапазоні частот 36,9...79,3 [Гц] з вузлом між ротором ЕД та АКП, а також тризлова форма коливань в діапазоні частот 170,1... 177,4[Гц] з вузлом між маховиком ДВЗ та ротором ЕД. На цих частотах коливання відбуваються з високим значенням амплітуд від 7000 до 12000 [рад/с²]. Для виключення цих коливань власну частоту елементів систем ДВЗ - ЕД прийнято зменшити до рівня 30 ... 35 [Гц].

6) На підставі результатів аналізу за кореневим годографом стійкості періодичних рішень при варіюванні параметрів механічної системи трансмісії автомобіля з КЕУ визначено місце встановлення ГКК та його параметри. Жорсткість пружного зв'язку між ДВЗ та ЕД зменшена від вихідного значення 75890 [Н·м/рад] до 1300 [Н·м/рад].

7) Для визначення допустимого рівня динамічної навантаженості трансмісії запропоновано та науково обґрунтовано критерій оцінки з кутового прискорення інерційних мас механічної системи $\epsilon_d = 1250$ [рад/с²], що отримується за результатами аналізу процесу буксування фрикційних муфт та визначення закладеного в конструкції коефіцієнта запасу зчеплення.

8) За результатами моделювання динаміки системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» із запропонованими характеристиками ГКК динамічна навантаженість елементів системи зменшена до 10 разів.

9) Встановлено, що високі значення коефіцієнтів динамічності на роторі ЕД та масі АКП спостерігаються в діапазоні частот 500...1300 [хв⁻¹] на вищих передачах (6...9), внаслідок виникнення резонансних коливань, викликаних збігом власних частот системи з частотами основних моторних гармонік ДВЗ. У зарезонансному діапазоні ($n_d > 1500$ [хв⁻¹]) коефіцієнт динамічності не перевищує значення $k_d = 0,2$.

10) Визначено, що розміщення дисипативного елемента між ротором ЕД та АКП забезпечує більше зниження навантаження елементів трансмісії, ніж при варіанті установки на маховик.

11) Встановлено, що динамічна навантаженість трансмісії у положенні «нейтраль» несуттєва і амплітуда кутових прискорень мас системи вбирається у 150 [рад/с²].

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Мета та об'єкт експериментального дослідження

За результатами теоретичного дослідження динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» розроблено імітаційну модель динамічних процесів у приводі з КЕУ, що дозволяє прогнозувати вібронавантаженість трансмісії транспортних засобів та визначати параметри гасника крутильних коливань на ранніх стадіях проектування конструкції.

Метою проведення експериментального дослідження є:

- експериментальне визначення одиничної навантаженості трансмісії на режимах руху автомобіля, що встановилися;
 - зіставлення результатів теоретичного та експериментального дослідження динамічної навантаженості трансмісії;
- Оцінка коректності прийнятих у розрахунковій моделі припущень, коригування та валідація за результатами експерименту імітаційної моделі.

Як об'єкт випробувань використовується автомобіль масою 2975 [кг], оснащений дев'ястиступінчастою автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора і комбінованою енергоустановкою, що поєднує бензиновий двигун V8 з турбокомпресором і електродвигун потужністю 80 [кВт].

Так як за результатами імітаційного моделювання досліджуваної системи прийнято рішення встановити ГКК між ДВЗ і ЕД із запропонованими пружноінерційними характеристиками, що дозволили, зокрема, зменшити динамічну навантаженість електродвигуна від 4 до 17, 5 разів, то при оцінці конструктивних і компоновальних можливостей розміщення гасячого пристрою ДВЗ, як ГКК обраний двомасовий маховик (ДММ) (див. рис. 3.1.).



Рисунок 3.1 – Двомасовий маховик

Двомасовий маховик (див. рис. 3.2) являє собою два диски, в основі яких встановлений підшипник ковзання [77, 79]. Перший диск кріпиться на колінчастий вал ДВЗ, і на ньому розташовується вінець для підключення стартера, другий пов'язаний із ротором електродвигуна. Між дисками встановлено пружинну демпферну систему. Диски мають можливість обертатися один щодо одного, при цьому пружини гасять ривки та коливання, що виникають при роботі ДВЗ.

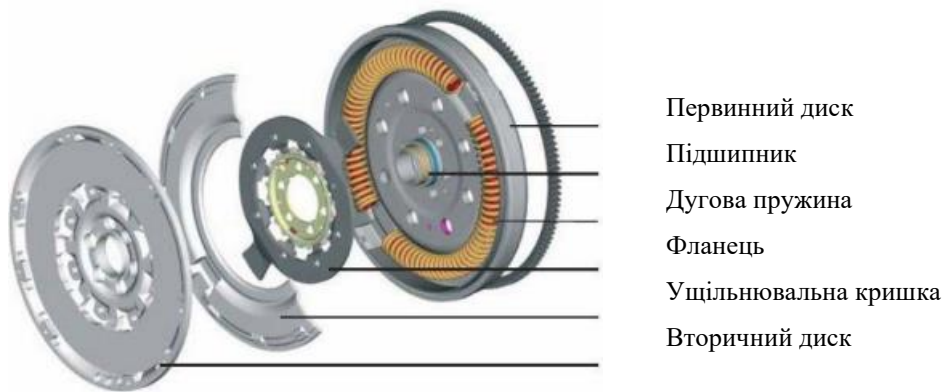


Рисунок 3.2 – Влаштування двомасового маховика

3.2. Визначення характеристик двомасового маховика

Перед встановленням ДММ у трансмісію досліджуваного автомобіля та проведенням дорожніх випробувань виконано низку вимірювальних робіт з визначення:

– крутильної жорсткості пружин ДММ; – моменту інерції ДММ.

При визначенні крутильної жорсткості пружин знімалися показання кута закрутки першої інерційної маси ДММ при навантаженні її моментом, що

крутить, з поступовим збільшенням до 1000 [Нм] відносно нерухомо зафіксованої другої маси. Графік крутильної твердості ДММ представлений на Рис. 3.3.

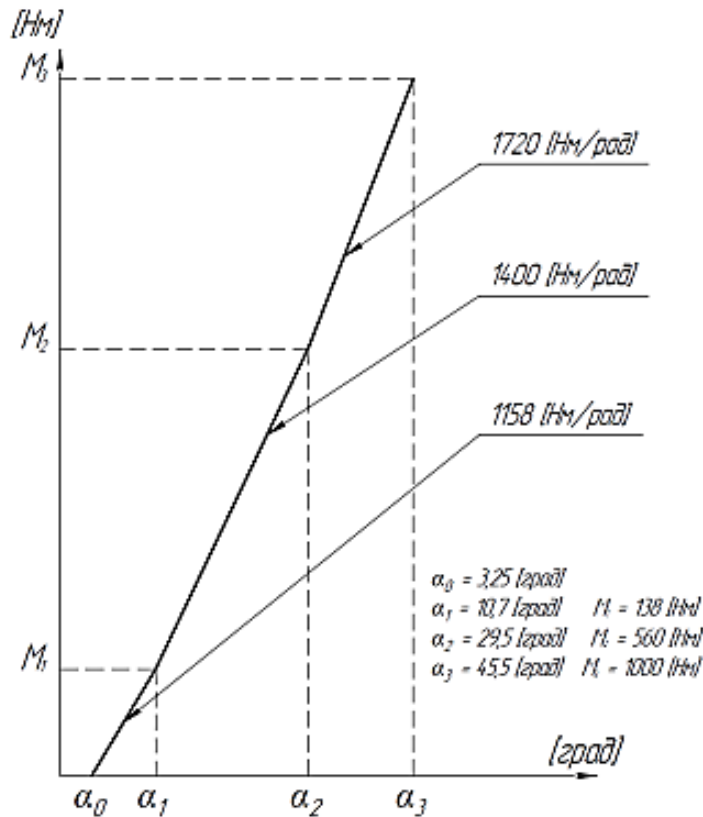


Рисунок 3.3 – Характеристика крутильної жорсткості ДММ

За результатами проведених вимірів вийшла прогресивна характеристика, що складається з трьох ділянок різної жорсткості. Отримані значення відповідають величинам, що закладаються в конструкцію, не перевищують допустимого значення 3000 [Нм/рад].

Для визначення моменту інерції ДММ використовувався найпоширеніший метод прокачування об'єкта на біфілярному підвісі (див. рис. 3.4). В даному випадку двомасовий маховик підвішувався на нитках, розташованих на однакових відстанях від осі обертання, що проходить через його центр тяжіння [39]. Знаючи довжину дроту та відстань між осями дротів, для невеликих кутів закрутки об'єкта шуканий момент інерції визначається за формулою (11).

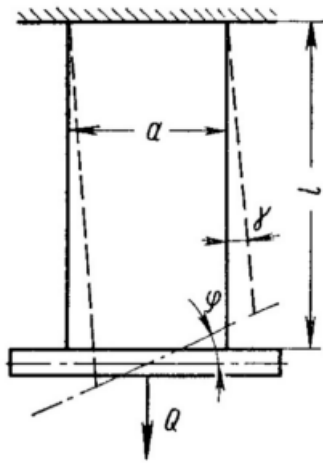


Рисунок 3.4 – Дослідне визначення моменту інерції ДММ

За результатами проведеного виміру момент інерції ДММ становить $J = 0,137$ [кг·м²], де момент інерції первинної маси становить $J_1 = 0,122$ [кг·м²], а вторинної $J_2 = 0,015$ [кг·м²].

Відповідно до поставлених у дисертаційній роботі завдань, для експериментальної оцінки динамічної навантаженості системи підготовлено комплекс реєстраційно-вимірювальної апаратури [3, 5].

Як первинні перетворювачі при реєстрації крутного моменту використовувалися тензометричні датчики типу ECF3503HAB(11)N1SP, розпаяні на задньому карданному валу за повностової схемою [6, 16].

Для посилення, перетворення та безконтактної передачі на реєстраційно-вимірювальний прилад сигналів з тензорезисторів використаний телеметричний тензопідсилювач ТТ01 (далі тензопідсилювач). Принцип роботи тензоусилителя заснований на перетворенні сигналу тензомосту в частотномодульовані імпульси і передачі їх за допомогою електростатичного зв'язку (конденсатора) з об'єкта, що обертається на нерухомий.

Відповідно до представленої функціональної схеми роботи тензоусилителя сигнал розбалансу тензомоста R посилюється підсилювачем A_1 передавача і надходить на вхід перетворювача A_2 , де перетворюється під час модульовані імпульси.

Через конденсатор зв'язку, утворений антенами передавача і приймача, час модульовані імпульси надходять на вхід попереднього підсилювача

приймача А3, вихід якого підключений до перетворювача А4. Перетворювач А4 здійснює зворотнє перетворення час модульованих імпульсів аналоговий сигнал, який надходить на вихід приймача.

При передачі сигналів за допомогою електростатичного зв'язку, для підвищення стійкості до перешкод, використаний загальний провід передавальної і приймальної частин вимірювальної системи через «масу» автомобіля. Передавальна антена виконана у вигляді кількох витків ізолюваного дроту, намотаного на задній карданний вал.

Поблизу передавальної антени на відстані 10 [мм] встановлений приймач Т012. Регулювання зазору між антеною та переднім торцем приймача зроблено гайками, накрученими на корпус приймального пристрою. Живлення приймача здійснено від бортової мережі транспортного засобу.

Для постачання електроенергією тензомосту та передавача Т011 тензопідсилювача телеметричного ТТ01 використана літійова акумуляторна батарея Т015 з номінальною напругою живлення 5,5 [В] та ємністю 1100 [мАч].

Величина номінального вхідного сигналу передавача оцінюється як відношення напруги розбалансу тензомост до напруги живлення тензомост (12).

Відповідно до технічних характеристик вимірювальної апаратури, напруга на виході приймача, що відповідає нульовому вхідному сигналу передавача (збалансований тензоміст), становить 3 [В]. За наявності опору навантаження напруга на виході приймача змінюється не більше $\pm 2,5$ [В]. Відповідно до технічних вимог тензопідсилювача проведено балансування тензомоста, шляхом підпаювання резистора паралельно одному з плечей моста.

Після наклеювання тензорезисторів на задній карданний вал і проведення балансування тензомоста, проведена тарування телеметрії, що полягає в зіставленні величин одержуваних імпульсів на виході з приймача зі свідченнями штатного датчика крутного моменту стелу (див. рис. 3.5).

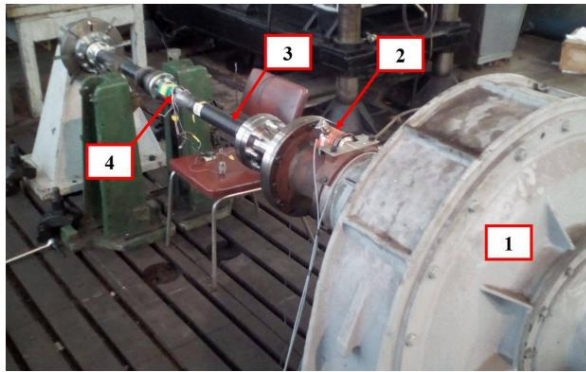


Рисунок 3.5 – Тарування показань тензопідсилювача телеметричного ТТ01:1 – навантажуючий планетарний редуктор; 2 – датчик крутного моменту стенду; 3 – задній карданний вал; 4 – тензопідсилювач телеметричний ТТ01.

Для визначення частоти обертання заднього карданного валу використаний імпульсний датчик ІС445. Для визначення частот обертання вхідного валу коробки передач та колінчастого валу двигуна використано датчики Р503 компанії Тусо Electronics, засновані на ефекті Холла. Знімається з вище зазначених датчиків частот обертання сигнал, після перетворення в блоці «імпульсчастота напруга» (ПЧН), подається на аналоговоцифровий перетворювач (АЦП). Реєстрація сигналу, перетвореного АЦП LCard E14440, здійснювалася на персональному комп'ютері з подальшою обробкою в програмному пакеті PowerGraph 3.3 Professional [21].

Калібрування датчиків частот обертання у складі ПЧН виконувалося з використанням низькочастотного генератора сигналів. Результати калібрувальних випробувань зведені у табл. 4.

Таблиця 4 – Результати калібрувальних випробувань датчиків

Параметр калібрування	Вимірювана фізична величина			
	Крутний момент, Нм/В	Обороти колінчастого ДВЗ Гц/В	Обороти вхідного валу АКП Гц/В	Обороти заднього карданного валу, Гц/В
Scale	1910	567,25	673,25	86,66
Offset	-5625	0	0	0

При підготовці до дорожніх випробувань встановлення датчиків частоти обертання Р503 здійснено безпосередньо в картері коробки передач та електродвигуна. Для монтажу на об'єкт випробувань тензоусилителя

телеметричного ТТ01 і імпульсного датчика частоти обертання ІС445 знадобилося виготовлення окремих кронштейнів і металевої зубчастої гребінки, що встановлюється за допомогою штатних болтів кріплення на обоймі шарніра рівних кутових швидкостей (див. Рис. 3.6).

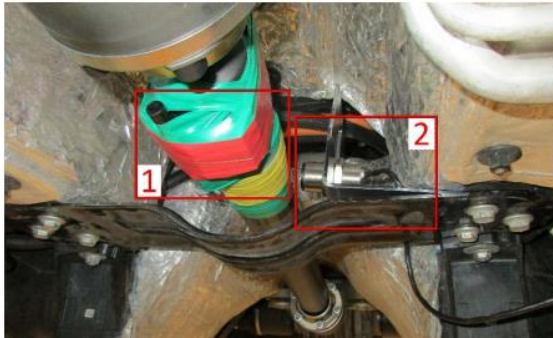


Рисунок 3.6 – Монтаж датчика крутного моменту на задньому карданному валу трансмісії: 1 – блок передавальної частини телеметрії; 2 – приймач сигналу



Рисунок 3.7 – Монтаж датчика частоти обертання на задньому карданному валу трансмісії: 1 – металева гребінка; 2 – імпульсний датчик ІС445

Кабельні вузли від датчиків і приймача виведені з-під днища автомобіля через задні двері в салон автомобіля, де підключаються відповідно до номерів каналів на роз'ємах кабелів і блоці попередньої обробки сигналів.

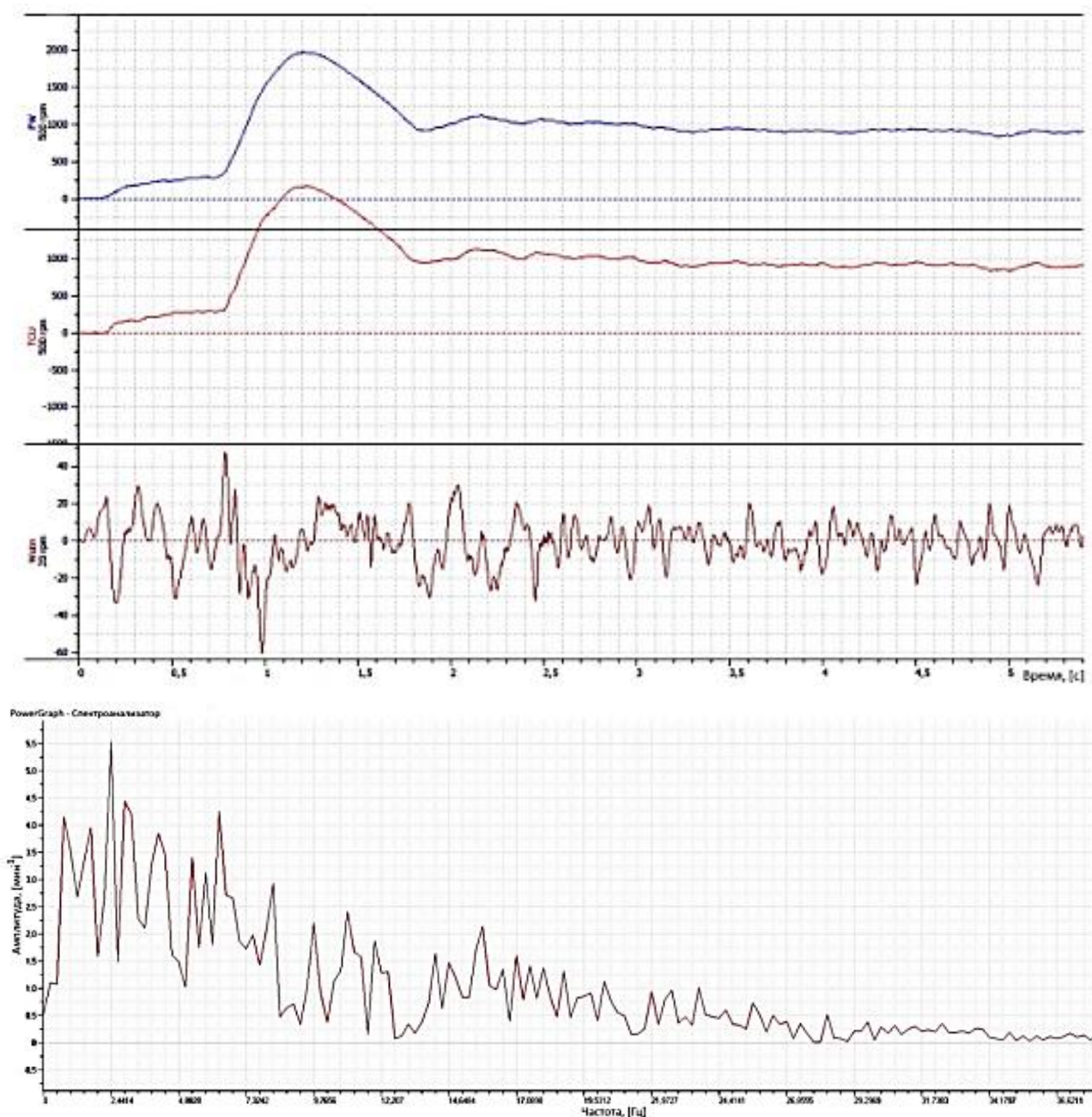
У зв'язку з можливістю, при роботі транспортного засобу, появи в бортовій мережі імпульсної напруги з різким збільшенням амплітуди, в блоці попередньої обробки сигналів передбачено стабілізатор напруги, через який здійснюється живлення приймача, ПЧН і АЦП.

3.3 Оцінка динамічної навантаженості при пуску двигуна та на холостому ході при нейтралі в трансмісії

Пуск і заглухання ДВЗ супроводжується відносним рухом інерційних мас ДММ внаслідок дії періодичних складових крутного моменту двигуна. Рис.3.8 наведено фрагмент осцилограми зміни відносної швидкості мас ДММ при пуску двигуна та його роботі на холостому ході (див. рис. 3.8 а), а також спектральна щільність цього процесу (див. рис. 3.8 б). З наведених графіків випливає, що коливань за формою з вузлом між елементами ДММ на частоті 17 [Гц] і вище, визначеної за розрахунковою моделлю (як до коригування моделі, так і після) не зафіксовані. При збільшенні зменшення оборотів ДВЗ від оборотів холостого ходу до 3000 [хв⁻¹] відносного руху мас ДММ не встановлено (див. рис. 3.9). На цьому рисунку наведено процес зміни відносної швидкості (див. рис. 3.9 а) та його частотний спектр (рис. 3.9 б).

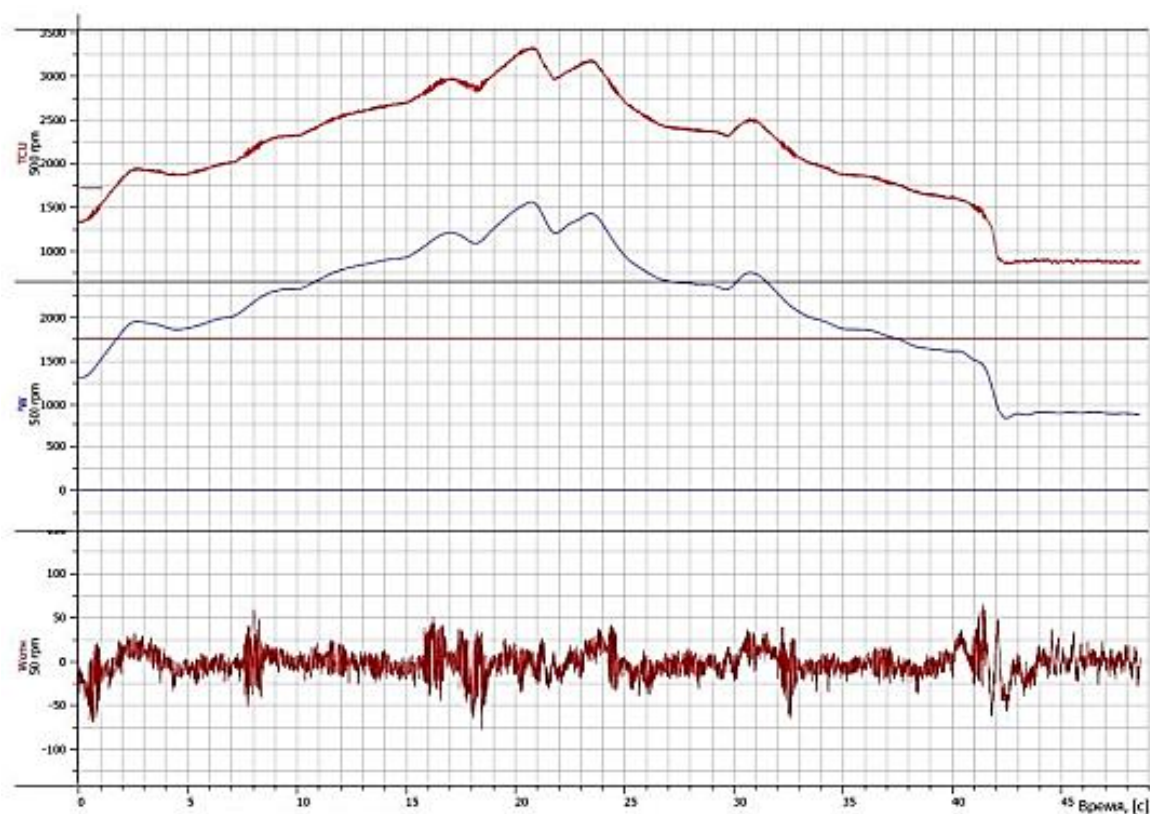
Амплітуда відносної швидкості не перевищує 2 [хв⁻¹] у діапазоні частот до 2 [Гц], а при частотах більше 2 [Гц] вид спектральної щільності носить характер «білого шуму» з несуттєвими амплітудами (на рівні похибки вимірювань). Це відповідає уявленню про власні форми коливань, які з результатів моделювання.

На цих режимах не виникає резонансних коливань, що відповідають формі коливань з вузлом між масами ДВЗ та ЕД, що свідчить про високу ефективність запропонованого гасника крутильних коливань на даному режимі роботи («нейтраль»).

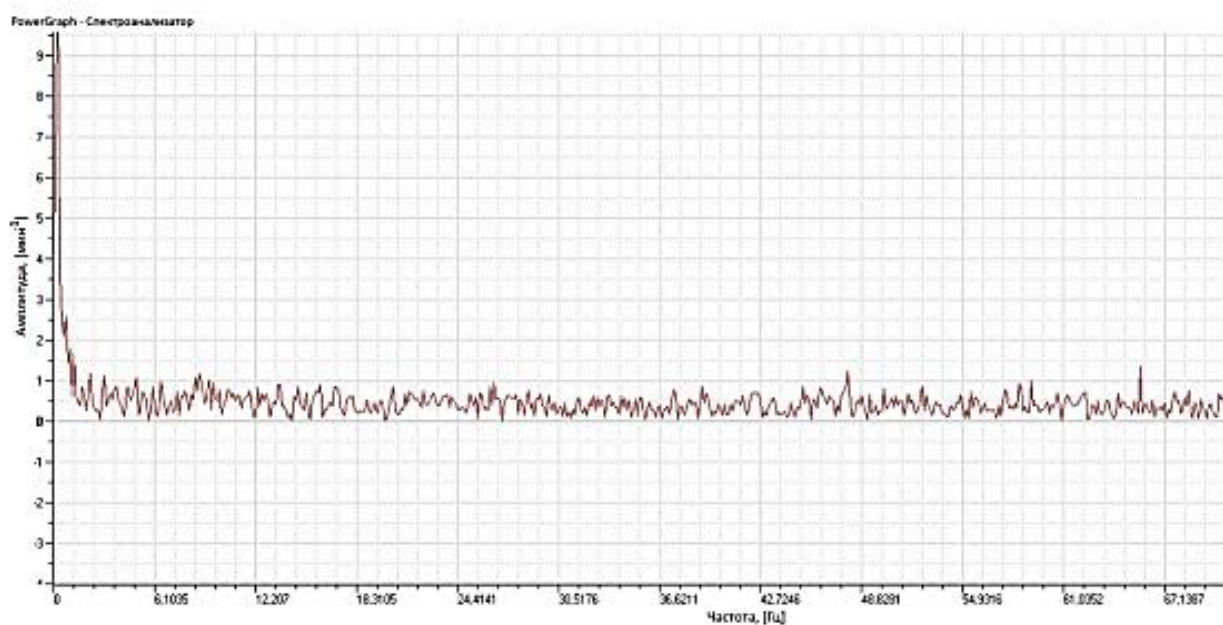


– б –

Рисунок 3.8 Динамічні процеси в моторнотрансмісійній установці при пуску ДВЗ та роботі на холостому ході (режим «нейтраль» у трансмісії): а фрагмент осцилограми із записом параметрів; б спектр амплітуди відносних оборотів ДММ; FW обороти маховика двигуна, $[xv^{-1}]$; TCU обороти вхідного валу АКП, $[xv^{-1}]$; Wotn відносні обороти двомасового маховика, $[xv^{-1}]$.



– а –



– б –

Рисунок 3.9 Динамічні процеси в моторнотрансмісійній установці при плавному розгоні двигуна від оборотів холостого ходу до 3000 [хв1] і назад (режим «нейтраль» у трансмісії): а фрагмент осцилограми із записом параметрів; б спектр амплітуди відносних оборотів ДММ; FW обороти маховика двигуна, [хв-1]; TCU обороти вхідного валу АКП, [хв-1]; Wotn відносні обороти двомасового маховика, [хв¹]

3.4 Оцінка динамічної навантаженості трансмісії за різних режимів руху автомобіля

Визначення динамічної навантаженості трансмісії (крутного моменту на карданному валу від роздавальної коробки до головної передачі заднього моста) проводилося на наступних режимах:

- 1) при торканні автомобіля з місця на передачах переднього ходу та передачі заднього ходу;
- 2) при русі з перемиканням передач (знизу вгору і навпаки); 3) при русі кожної передачі з плавним збільшенням оборотів двигуна від мінімально стійких ($650 \text{ [хв}^{-1}\text{])}$ до $3000 \text{ [хв}^{-1}\text{]}$.

Фрагменти найбільш характерних осцилограм наведено на Рис. 3.10, 3.11. Рис. 3.10 показані параметри, що характеризують динамічну навантаженість автомобіля при торканні з місця, розгоні з Ій по ІХ передачі та уповільнення до Ій в режимі автоматичного керування перемиканням передач. Рис. 3.10 наведено фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують динамічну навантаженість трансмісії автомобіля при розгоні з примусовим утриманням АКП Vй передачі.

З результатів обробки випливає, що чисельні значення частотних характеристик моменту, що крутить, - власні частоти не завжди відповідають розрахунковим значенням. Як випливає з таблиці частота власних коливань, що відповідає нижчій одновузловій формі в $2,0...2,5$ рази нижче за розраховану за імітаційною моделлю.

Детальний аналіз експериментальних даних показав, що в розрахунковій схемі параметри пружності визначені під час руху з одночасно включеними обома мостами. Це не відповідає реальному стану автомобіля у процесі руху (передній міст вимкнено).

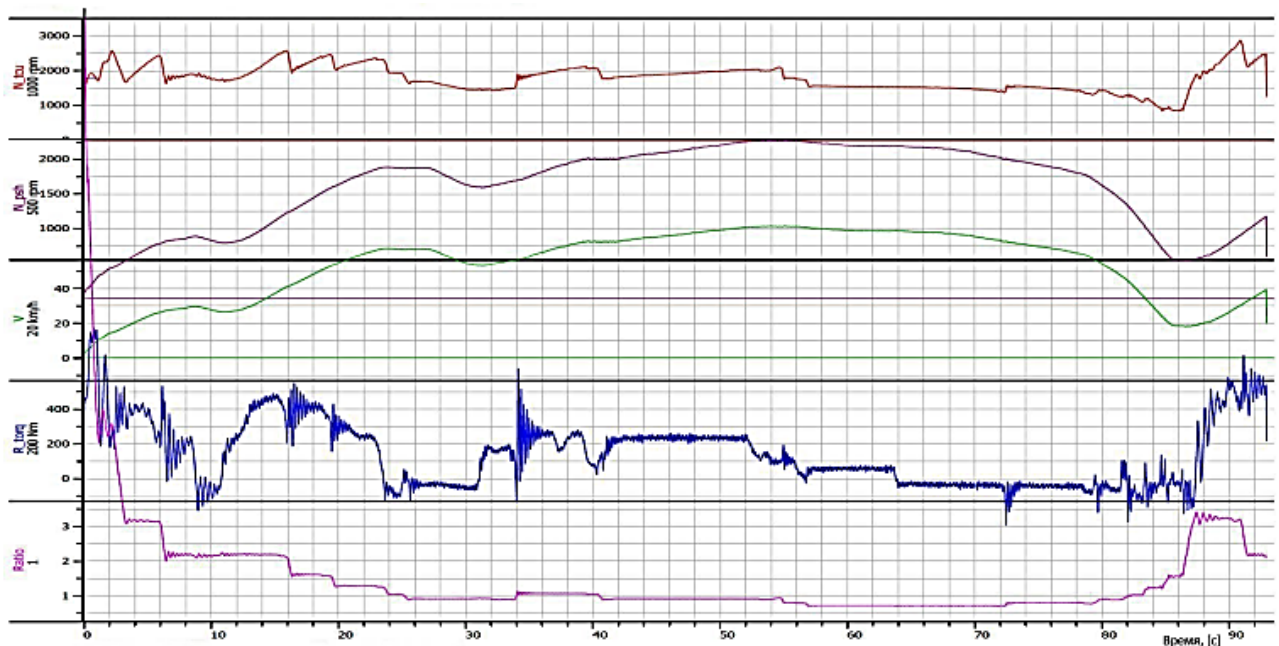


Рисунок 3.10 – Фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують динамічну навантаженість автомобіля при торканні з місця, розгоні з Ії по ІХ передачі та уповільнення до Ії у режимі автоматичного управління перемиканням передач: N_{tsu} – частота обертання вхідного валу АКП, [хв-1]; N_{psh} – частота обертання карданного валу, [хв-1]; V – швидкість руху автомобіля, [км/год]; R_{torq} – крутний момент на карданному валу, [Нм]; $Ratio$ – передавальне число АКП

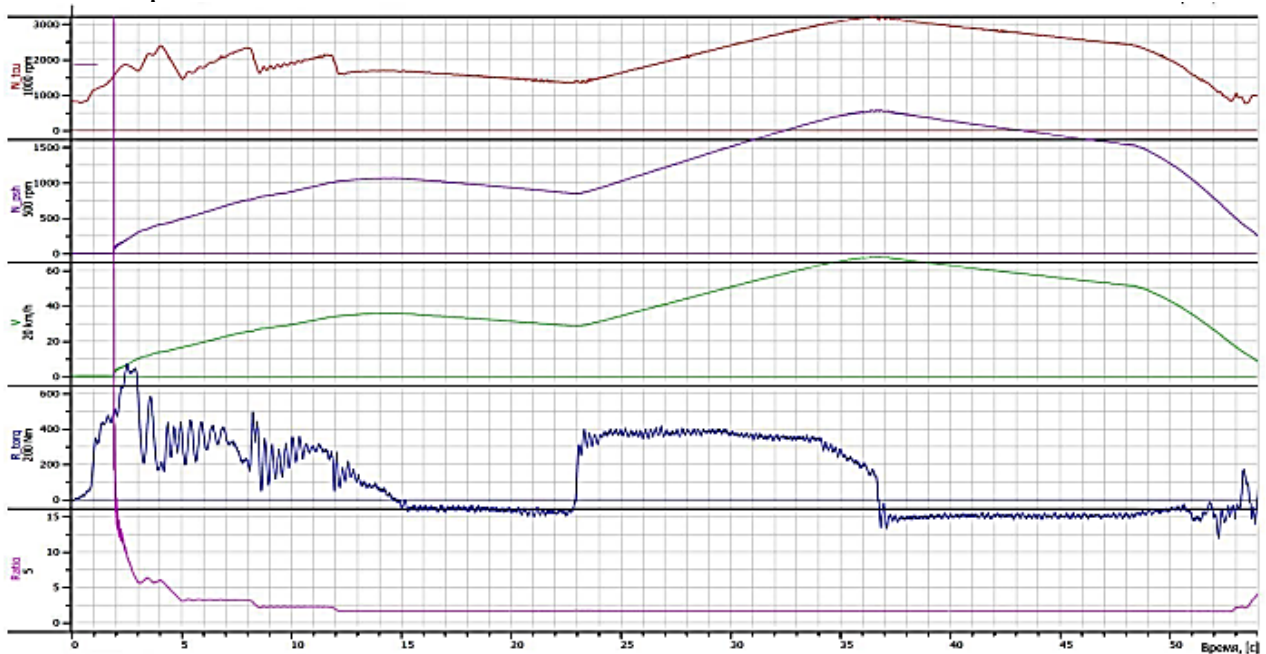


Рисунок 3.11 – Фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують динамічну навантаженість трансмісії автомобіля при розгоні з примусовим утриманням в АКП Vї передачі: N_{tsu} – Частота обертання вхідного валу АКП, [хв-1]; N_{psh} – частота обертання карданного валу, [хв-1]; V – швидкість руху автомобіля, [км/год]; R_{torq} – крутний момент на карданному валу, [Нм]; $Ratio$ – передавальне число АКП.

Таблиця 5 – Результати обробки розрахункових та експериментальних даних.

№ передачі	Частота власних коливань ω , [Гц]		
	Розрахунок	Експеримент (привід переднього моста відключено)	Результати розрахунку по коректованій моделі
1	2	3	4
I	3,8	1,5-1,8	1,6
II	5,4	2,1-2,5	2,3
III	8,0	3,17-3,42	3,3
IV	9,9	3,9-4,4	4,2
V	11,2	4,6-5,0	5,1
VI	11,2	4,6-5,0	5,1
VII	12,9	5,0-5,6	5,9
VIII	13,4	5,5-6,1	6,3
IX	14,0	6,7-7,0	6,6
3X	3,7	1,65-1,95	1,6

З урахуванням моделі реального стану, тобто. при відключеному передньому мості зменшується наведена інерційна маса транспортного засобу та загальна жорсткість ділянки між АКП та автомобілем з 4396 [Нм/рад] до 1857 [Нм/рад], відповідно і власні частоти системи на першій нижчій формі коливань. Схема розрахунку податливості ділянки "трансмсіяавтомобіль" при відключенні приводу переднього моста ТЗ наведена на Рис. 3.12.

Крім того, в імітаційній моделі при визначенні моментів інерції маховика двигуна і ротора ЕД не враховані інерційні моменти двомасового маховика (на 0,122 [кг/м²] збільшується момент інерції маховика двигуна і на 0,015 [кг/м²] збільшується момент інерції.

Результати розрахунку власних частот системи за коригованою моделлю, з урахуванням наведеного вище, зведені в табл. 6. Коригування розрахункової схеми і, відповідно, імітаційної моделі дозволило забезпечити задовільний збіжність частотних характеристик динамічних процесів.

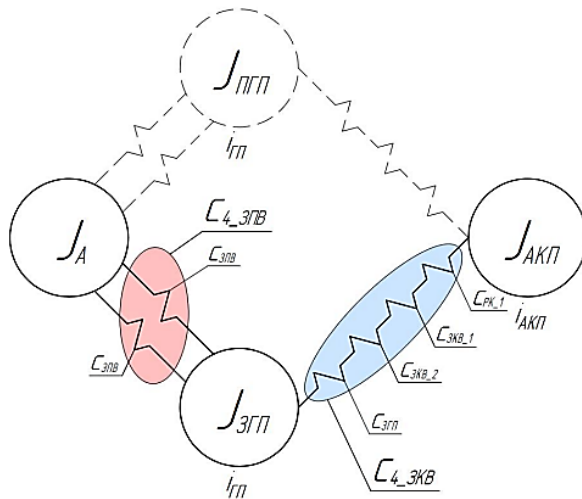


Рисунок 3.12 – Схема розрахунку податливості ділянки «трансмсіяавтомобіль» при відключенні приводу переднього моста ТЗ

Таблиця 6 – Результати розрахунку власних частот системи коригування

№ передачі	Частота власних коливань ω , [Гц]			
	№1	№ 2	№ 3	№ 4
I	1,6	14,6	81,6	452,9
II	2,3	13,3	56,4	475,1
III	3,3	14,2	63,3	331,3
IV	4,2	14,2	51,9	187,5
V	4,8	13,7	52,1	263,1
VI	5,1	12,5	47,1	282,3
VII	5,9	13,1	46,6	249,6
VIII	6,3	12,9	38,6	181,0
IX	6,6	12,6	43,5	278,5
3X	1,6	14,5	77,0	433,9

З наведених даних випливає, що більш точний облік пружноінерційних характеристик імітаційної моделі призводить до значної зміни власної частоти, що відповідає першій нижчій формі коливань з вузлом коливань в зоні півосей провідного моста. Збільшення моментів інерції маховика ДВЗ та ротора ЕД за рахунок приєднання додаткових інерційних мас двомасового маховика також призводить до зміни частоти двовузлової форми коливань зменшенню в 1,3...1,5 рази (з вузлом між ведучою та веденою масами ДММ). Але дана неточність має

позитивні наслідки внаслідок поліпшення фільтруючих властивостей низькочастотного ДММ.

Необхідно відзначити, що існує незначна відмінність модальних характеристик (5-10 %), отриманих розрахунковим та експериментальним методом. Це викликано тим, що реальні процеси складніше прийнятих під час розрахунку. Зокрема, причиною цього може бути невизначеність стану фрикційної та гнучкої передач у роздавальній коробці, а також прояв нелінійності динамічної системи. Сказане вище відноситься, перш за все, до нижчої першої форми коливань. Коливання динамічного моменту, відповідні 2й, 3й і 4й форм не виявляються, внаслідок ефективного функціонування ГКК, що підтверджується результатами розрахунків та експериментів (розрахунковий спектр крутного моменту вихідного валу АКП та прискорень інерційних мас для шостої передачі) наведені в табл.

Рис. 3.13 наведено спектр моменту вихідного валу АКП для передачі 6й. Як випливає з рисунка, амплітуди спектральних складових моменту, що крутить, знаходяться на рівні 2–6 [Нм], в тому числі і на реєструється в процесі розрахунків частоті 48–50 [Гц]. Результати зіставлення розрахункових та експериментальних даних свідчать про їхню задовільну збіжність (за частотами та амплітудами). Розрахунок за імітаційною моделлю свідчить про незначну реакцію динамічної системи на 4-ю моторну гармоніку двигуна за третьою формою коливань (в діапазоні частот 38,6–81,6 [Гц]). При цьому величина розрахункових амплітуд знаходиться на рівні не враховуються в імітаційній моделі і фіксуються в процесі експерименту високочастотних складових моменту, що крутить, що мають амплітуди не суттєві з точки зору оцінки динамічної навантаженості (Таблиця 7).

Слід зазначити, що синтезований ДММ виключає резонансні режими на всіх формах коливань вище за першу, яка визначається податливістю півосей (1,6...6,6 [Гц]).

Таблиця 7 – Спектр прискорень інерційних мас та крутних моментів на VI передачі

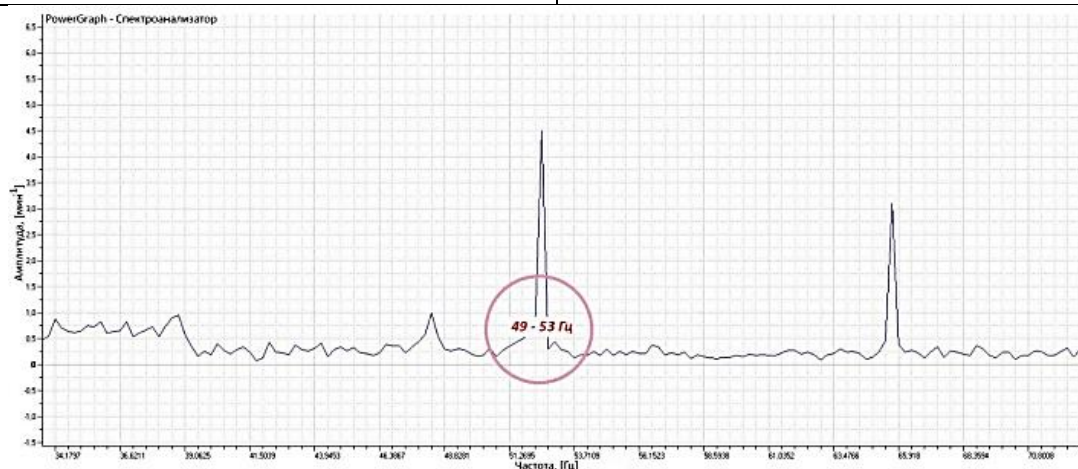
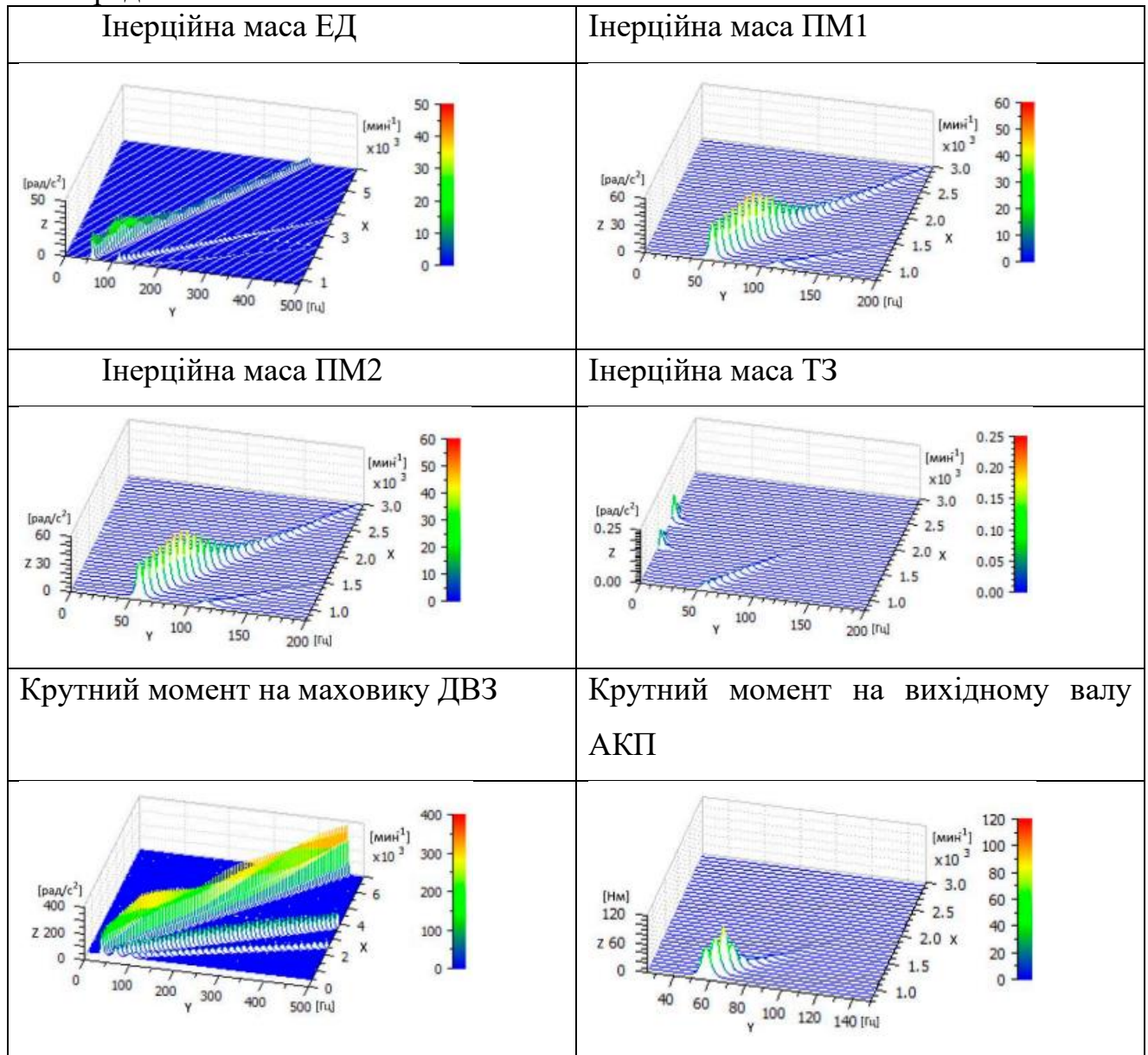


Рисунок 3.13 – Спектр моменту, що крутить, вихідного валу АКП для 6й передачі

Проведення лабораторнодорожніх випробувань показало, що розроблений реєстраційно-вимірювальний комплекс відповідає вимогам, що пред'являються, і забезпечує достатню надійність функціонування.

Таким чином, в результаті виконання робіт визначена динамічна навантаженість на режимах, що встановилися, в робочому діапазоні частот обертання валу двигуна і виконано коригування відповідної імітаційної моделі. Порівняльний аналіз амплітуд динамічного моменту та частот його коливань свідчить про коректність результатів моделювання. Розбіжність пояснена нелінійністю реальної механічної системи, яка за амплітудами та частотами коливань не перевищує 10–15 %.

З даних експерименту слід, що з керуванні двигуном і трансмісією у процесі руху на 5, 6, 7й передачах (див. рис. 3.14– 3.15) на оборотах 1200...1400 [хв¹] виникають коливальні процеси з частотою, відповідної першої (нижчою) формі коливань. Це пояснюється тим, що реальна механічна система відрізняється від розрахункової тим, що на її динаміку істотно впливає особливість функціонування мехатронних систем управління двигуном, електричною машиною і трансмісією в конструкції перспективного автомобіля, що розглядається, зокрема, порушення резонансних явищ викликано процесами регулювання в системі управління. ДВЗ та електродвигуна. Отриманий результат підтверджує актуальність науково-дослідної роботи, і говорить про те, що на динаміку трансмісії та автомобіля в цілому істотний вплив може чинити особливість функціонування систем управління КЕУ автомобіля.

Проведені експериментальні дослідження динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» та статична обробка їх результатів підтверджують достовірність розробленої імітаційної моделі, що відображає фізичні процеси при резонансних режимах та коректність основних припущень.

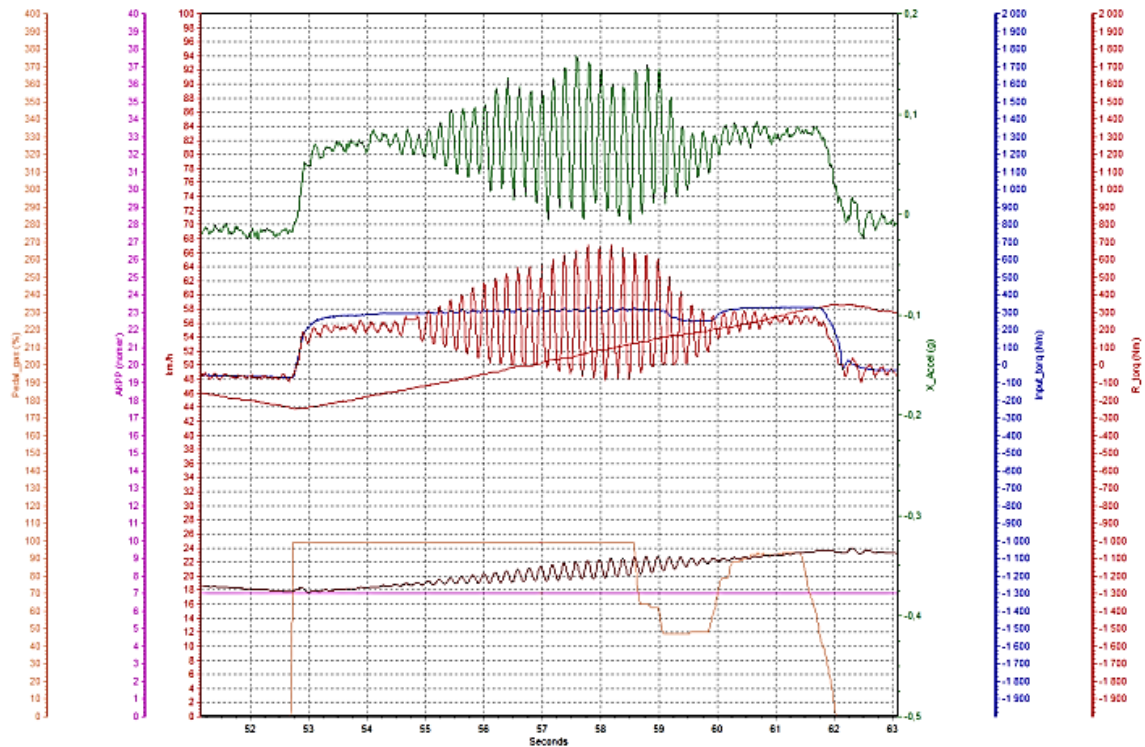
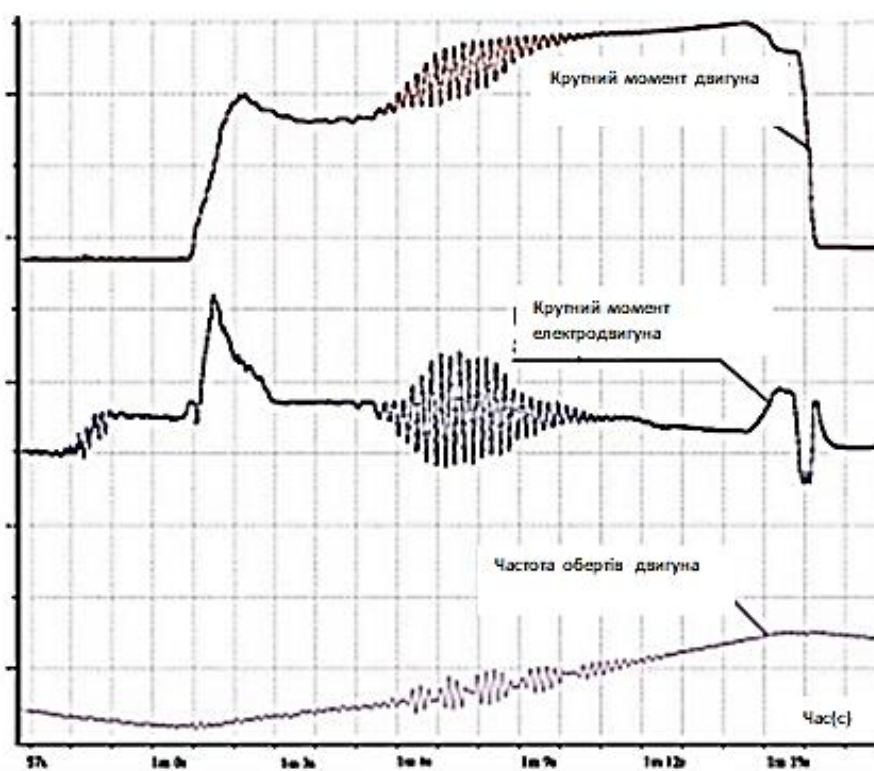
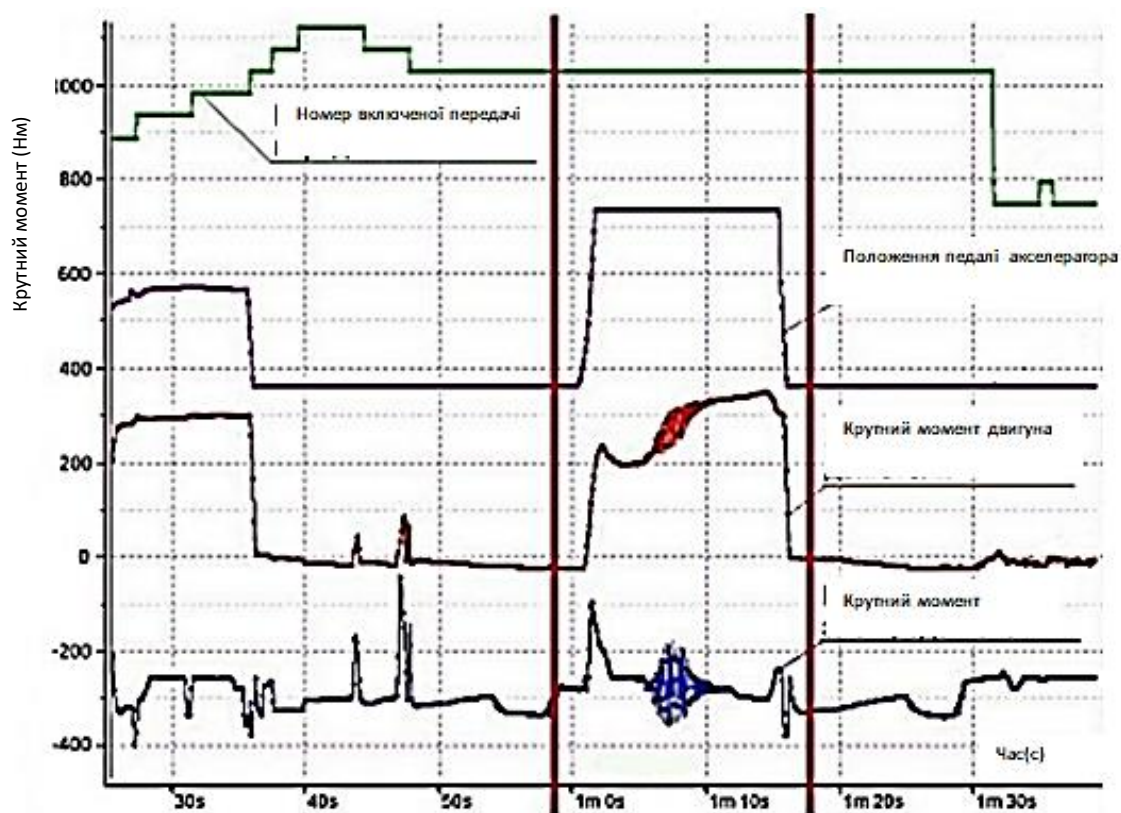


Рисунок 3.14 – Фрагмент осцилограми зміни параметрів при русі на VII передачі в діапазоні оборотів двигуна 1200 ... 1400 [хв-1]: Pedal_gas (%) – положення педалі дросельної заслінки; AKPP (nomer) – номер увімкненої передачі в коробці передач; km/h – швидкість автомобіля; X_Accel (g) - поздовжні прискорення кузова автомобіля; Input_torq (Nm) – момент, що крутить, на вхідному валу коробки передач; R_torq (Nm) – крутний момент на задньому карданному валу

Руху на VI-й передачі в діапазоні обертів двигуна 1200–1400 [хв¹]:

- резонансні коливання відбуваються на власній частоті динамічної системи, що відповідає першій одновузловій формі коливань;
- Джерелом обурення є процес регулювання в системі управління ДВЗ та електродвигуна.



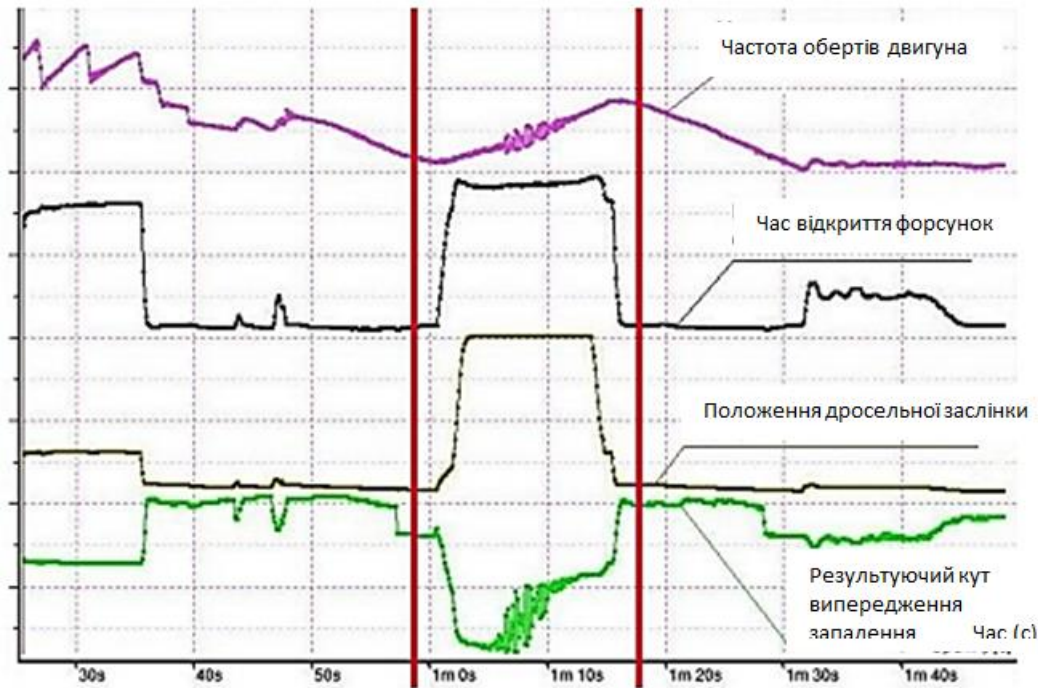


Рисунок 3.15 – Фрагмент осцилограми, що характеризує вплив параметрів системи керування ДВЗ та електродвигуна на динамічні процеси у трансмісії автомобіля

Висновки за результатами експериментальної оцінки динамічної системи трансмісії

1) Для експериментального визначення динамічної навантаженості трансмісії та валідації моделі розроблено програму проведення експериментального дослідження, яка включає об'єкт, мету, завдання, перелік вимірюваних параметрів, умови та порядок проведення випробувань. Як вимірювані параметри, що характеризують динамічну навантаженість трансмісії прийняті відносна частота обертання провідної і веденої частин двомасового маховика, а також крутний момент і частота обертання карданного валу приводу заднього моста.

2) Для проведення дорожніх випробувань автомобіля підготовлено комплекс інформаційно-вимірювальної апаратури на базі АЦП LCard E14440, здійснено монтаж елементів комплексу на автомобілі та виконано калібрувальні випробування окремих датчиків та налаштування вимірювальних каналів.

3) Відповідно до програми випробувань виконано експериментальне дослідження динамічної навантаженості трансмісії на режимах роботи («нейтраль» і рух на кожній передачі з плавним збільшенням частоти обертання валу двигуна від мінімально стійких оборотів до максимальних). На підставі результатів випробувань коливань за формою з вузлом між елементами гасника на частоті 17 [Гц] (нижча частота динамічної системи при «нейтралі» в трансмісії) не зафіксовано. Амплітуда відносної швидкості не перевищує 2 [хв1] у діапазоні частот до 2 [Гц], а при частотах більше 2 [Гц] вид спектральної щільності носить характер «білого шуму» з несуттєвими амплітудами (на рівні похибки вимірювань). Таким чином, на аналізованих режимах роботи не виникає резонансних коливань відповідних форм коливань з вузлом між масами ДВЗ та ЕД, що свідчить про високу ефективність запропонованого гасника крутильних коливань на даних режимах роботи («нейтраль»).

4) Експериментальними дослідженнями встановлено, що при русі автомобіля на режимах, що встановилися (на всіх передачах з плавним збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна від мінімально стійких оборотів до максимальних) внаслідок ефективного функціонування ГКК резонансів не виявлено. Виняток становлять окремі штучно створені режими руху, пов'язані з примусовим утриманням заданої передачі при одночасному зниженні частоти ДВЗ нижче робочого діапазону, що визначається програмою управління трансмісією – до 1200...1400 [хв-1] на вищих передачах (5, 6, 7). При цьому спостерігаються резонансні режими на власній частоті системи (одновузлова форма коливань), що однозначно корелюються з процесами регулювання в системі керування ДВЗ та стабілізації частоти обертання ротора електродвигуна.

5) На основі обробки експериментальних даних, їх аналізу та зіставлення з результатами чисельного моделювання встановлено, що амплітудно-частотні характеристики моменту не завжди відповідають розрахунковим. Аналіз показав, що в розрахунковій схемі параметри пружності визначені при русі з одночасно включеними обома мостами, що не відповідає реальному стану

автомобіля в процесі руху. Крім того, у розрахунковій схемі при визначенні моментів інерції маховика двигуна та ротора електродвигуна не враховано інерційні параметри двомасового маховика (синтезованого гасника крутильних коливань). Коригування пружноінерційних параметрів моделі дозволило забезпечити задовільну збіжність амплітудночастотних характеристик динамічного моменту на всіх передачах. Порівняльний аналіз амплітуд динамічного моменту та частот його коливань свідчить про коректність результатів моделювання. Розбіжність пояснена нелінійністю реальної механічної системи, за амплітудами та частотами коливань вона не перевищує 10...15 %.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.

4.1 Загальні поняття та причини виникнення НС, способи їх усунення. Якщо вчасно виявити ризик (небезпеку), ужити негайних заходів з його нейтралізації ще до того, як він реалізується для працівника в ушкодженні здоров'я, то цими діями можна гарантовано відвернути нещасний випадок. Тому, не потребує будь-яких особливих доказів розуміння того, що домінантою системи охорони праці на будь-якому підприємстві та в будь-який виробничий термін має бути запобігання нещасним випадкам та іншим ушкодженням здоров'я, що виникають через роботу, в процесі роботи або пов'язаних з нею, зводячи до мінімуму, наскільки це обґрунтовано і практично здійснено, причини небезпек (ризиків нещасних випадків), властивих виробничому середовищу.

Причини нещасних випадків на виробництві можуть бути організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, психофізіологічні, економічні.

До організаційних причин відносяться:

- порушення законодавчих нормативно-правових актів з охорони праці;
- відсутність або неякісне проведення навчання та інструктажів з охорони праці;
- порушення правил та вимог інструкцій, технологічних регламентів, правил експлуатації устаткування, транспортних засобів, пристосувань, інструменту;
- недостатній технічний нагляд та контроль (або його відсутність) за небезпечними роботами;
- невиконання заходів з охорони праці в процесі виконання службових обов'язків.

Технічні причини:

- неспрацьованість виробничого устаткування;
- недосконалість виробничих процесів;
- конструктивні недоліки устаткування та пристосувань;
- відсутність або недосконалість технічних засобів безпеки..

- підвищені рівні шуму та вібрації;
- недостатнє освітлення робочих місць;
- несприятливі параметри мікроклімату;

Психофізіологічні причини:

- монотонність праці;
- помилкові дії оператора внаслідок втоми через важкість або надмірну напруженість під час виконання роботи;
- напруженість праці;
- необережність;
- невідповідність антропометричних або психофізіологічних параметрів оператора використовуваній техніці;
- незадоволення працею; несприятливий психофізіологічний клімат у колективі (люббінг-війна).

Для всебічного аналізу причин травматизму та подальшої розробки заходів щодо запобігання виробничого травматизму і професійних захворювань застосовують такі методи: статистичний; груповий; топографічний; монографічний; метод моделювання причинних зв'язків; економічний; анкетування та експертних оцінок.

При проектуванні, розробці, впровадженні нового обладнання, а також впровадженні нових технологічних процесів з використанням сучасного обладнання, модернізації металорізальних верстатів і пристосувань, авіаційних двигунів та енергетичних установок, фахівці повинні чітко усвідомлювати потенційні небезпеки, що можуть виникати в процесі трудової діяльності, а також потенційні небезпеки, які можуть бути обумовлені конструктивними недоліками устаткування, що вони спроектували. Вміти аналізувати, які потенційні небезпеки можуть виникнути під час транспортування, монтажу і роботи обладнання, що застосовується в механічних цехах, на дільницях, лабораторіях та в конструкторському бюро.

Вміння розпізнавати потенційні небезпеки та розробляти заходи по їх запобіганню дасть можливість уникнути виробничого травматизму та

професійних захворювань, зберігати здоров'я протягом всієї трудової діяльності.

Аналіз потенційних небезпек складається з визначення потенційно небезпечного або шкідливого фактору, що може проявитися в процесі впровадженні нових технологічних методів виготовлення деталей авіаційних двигунів і енергетичних установок, при проведенні науково-дослідницьких робіт, та пошуку причин його появи, з'ясування можливих наслідків його прояву на людину, тобто розглядається тріада «небезпека-причина-небажані наслідки». Надання інформації саме в такій послідовності має суттєве значення, тому що виробничий фактор, сам по собі, не є загрозою для життя та здоров'я людини, а прояв небезпеки завжди пов'язаний з порушенням правил з охорони праці чи особистої безпеки.

На основі аналізу роботи механічних цехів, експлуатації обладнання, приладів, устаткувань або технологічних процесів, згідно «Класифікації небезпечних та шкідливих виробничих факторів» розглянемо потенційні небезпеки, що можуть виникати зі співробітниками при роботі в конструкторському бюро та здатні привести до травм, ушкодження здоров'я працівників чи нанести збитки навколишньому середовищу.

- несподіваність ураження, яка пов'язана із відсутністю у людини органів чуття (рецепторів), за допомогою яких можна виявити напругу на відстані;

- рефлекторна дія через центральну нервову систему, яка призводить до порушення роботи серця і легенів.

- при невиконання заходів безпеки, в умовах недостатньої уваги фахівців існує ймовірність отримання механічних травм різного ступеню важкості. (Травмою називають, вплив на організм людини, зовнішнього фактора (механічного, фізичного, електрики тощо), що порушує будову і цілісність тканини і нормальний плин фізіологічних процесів. За ступенем важкості травми діляться на: важкі – що викликають різко виражені порушення здоров'я й початкової та рухової працездатності (строком понад 30 днів); середні – з вираженою зміною в організмі, строки навчальної непрацездатності від 10 до 30

днів; легкі травми (без значних порушень) – потертості, поверхневі рани (ушкоджені тільки верхні шари шкіри), легкі забиття місця, розтягнення 1-го ступеня та інші).

- механічне травмування фахівців під час їх ходьби по коридорах та території підприємства внаслідок недостатньої уваги;

- існує небезпека отримання травм різного ступеню при застосуванні в приміщенні меблів, що не відповідають ергономічним вимогам;

- можливі травми, ушиби та пошкодження при неправильній організації робочого простору;

- підковзування при слизькому взутті у персоналу, або на слизькій підлозі чи сходах після вологого прибирання.

- проблеми, що пов'язані з опорно-руховим апаратом у працівників КБ, які більшу частину свого робочого часу проводять сидячи, працюючи з паперовими документами та використовуючи персональний комп'ютер пов'язані з статичними навантаженнями на опорно-руховий апарат;

- недостатній рівень освітлення виробничих приміщень і робочих місць, у зв'язку з виходом з ладу освітлювальних приладів може стати причиною нервово-емоційному прояву;

- негативні відносини у колективі в наслідок неадекватної конкуренції між фахівцями, нерівномірності навантаження, які призводять до підвищених емоційних навантажень;

- збільшення нервово-психічного навантаження в наслідок специфіки виконуваних робіт, що призводить до захворювань загального характеру.

Враховуючи, що при виконанні проектних робіт конструктор знаходиться не тільки безпосередньо на своєму робочому місці, але і на території підприємства, механічному цеху чи дільниці, то можливим є травмування внаслідок наступних організаційних причин:

- а) можливі травми, ушиби та пошкодження внаслідок захаращення заготівками і деталями робочих місць та проходів;

б) травми очей частками пилю або стружкою, що відлітає в процесі обробки матеріалів, осколками ріжучого інструменту та частками абразиву. Наприклад, згідно статистичних даних під час токарної обробки деталей пошкодження очей перевищило 50% від загальної кількості виробничих травм, фрезерувальної – 10% і близько 8% при заточуванні інструменту та шліфуванні. Очі ушкоджувалися відлітаючою стружкою, пиловими частками оброблюваного матеріалу, відламками різального інструменту і частками абразиву.

в) руйнування ріжучого інструменту при відсутності захисних пристроїв або при перевищенні максимально допустимої швидкості різання в залежності від матеріалу круга, також при невідповідності механічної міцності інструменту і запасу міцності кругів при наявності тріщин (особливо при обробці деталей із твердосплавних матеріалів). Наприклад, під час обробки крихких матеріалів (чавуну, бронзи, графіту, карболіту, текстоліту тощо) на високих швидкостях різання стружка від верстата розлітається на значну відстань (3-5 м). Металева стружка, особливо при точінні в'язких металів (сталей), з високою температурою (400-600 °C) і великою кінетичною енергією становить серйозну небезпеку не лише для того, хто працює на верстаті, але й для осіб, що перебувають поблизу верстата;

г) розриву гнучких шлангів, що з'єднують пневмоінструмент з повітряною магістраллю. Враховуючи, що тиск стиснутого повітря в мережі – 0,5-0,6 МПа, а загальна потреба повітря визначається загальною кількістю пневмоінструменту та коефіцієнтом одночасної роботи даного інструменту, то у випадку погіршення або неправильного з'єднання (без застосування ніпелів, штуцерів, муфт) існує ймовірність механічного травмування значної кількості людей.

Неправильні дії персоналу в умовах надзвичайних ситуацій, які призводять до паніки та загибелі людей.

Останнім часом в західних країнах різко змінюються підходи до політики безпеки на виробництві. З одного боку, організаційні фактори в політиці

безпеки стають усе важливішими. З іншого - різко змінюються уявлення про безпеку праці. Робиться акцент не на конструктивних особливостях машин і механізмів, що теж дуже важливо, а на таких менш відчутних факторах, як культура виробництва, зміна поведінки, підвищення відповідальності працівників чи їх прихильності визначеній меті та завданням. Приділяється особлива увага потенційним небезпекам, що визначаються психофізіологічними факторами. Таке навантаження більш притаманне робітникам, що мають інтелектуально-керівні функції. Це пов'язано з напруженням уваги під час праці, переключенням уваги (повне або часткове) на інші об'єкти, аналізом значних масивів інформації в умовах обмеженого часу, необхідністю термінового вирішення, часто, непередбачених завдань, негативними відносинами у колективі в наслідок неадекватної конкуренції між фахівцями, необхідністю прийняття нестандартних рішень та значимістю помилок при реалізації цих рішень. Така робота призводить до значного навантаження на сенсорний апарат людини та його нервово-емоційну сферу, що, в свою чергу, може привести до серцево-судинних захворювань.

Таким чином, для працівників машинобудівної галузі, основні професійні шкідливості можуть бути по своїй природі: хімічними, фізичними, біологічними, нервово-емоційними й ергономічними. Сприяють виникненню нещасних випадків, загальних і професійних захворювань підвищена чутливість організму працівника, відсутність або неефективність засобів захисту, недосконалість інструментарію й устаткування, незадовільна організація виробничого процесу, психо-емоційне навантаження.

Навчитись самостійно аналізувати потенційні небезпеки, що можуть проявлятися на механічних дільницях, в дослідній лабораторії, конструкторському бюро та інших адміністративно-побутових приміщеннях, у вигляді тріада «небезпека-причина-небажані наслідки».

РОЗДІЛ 5. БЛОК-СХЕМА МЕТОДУ ПРОГНОЗУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ.

Результати теоретичного та експериментального дослідження дозволяють запропонувати наступний метод прогнозування динамічної навантаженості трансмісії та визначення параметрів гасника крутильних коливань, враховуючи полігармонічний характер збурень, функціонування електродвигуна як додаткового джерела силового та кінематичного впливу та особливості динамічної навантаженості автоматичної коробки передач без гідротранс. Блок схема методу наведена на Рис. 5.1.

Як вихідні дані при прогнозуванні динамічної навантаженості трансмісії необхідні такі параметри вузлів транспортного засобу:

1) параметри силової установки:

– індикаторна діаграма тиску одного циліндра ДВЗ; - Порядок роботи циліндрів ДВЗ;

– масовогеометричні параметри елементів ДВЗ; - Моментна характеристика електродвигуна;

2) кінематична схема та пружноінерційні характеристики трансмісії, передавальні числа.

За цими даними відповідно до розробленої програми на основі індикаторної діаграми одного циліндра розраховується періодична

функція крутного моменту $M_i \sin \varphi_i \sin \omega_i t$. На підставі спектрального аналізу моменту двигуна (блок 3) виділяють моторні гармоніки i -ї, визначаються їх амплітуди M_i та фази φ_i для декількох швидкісних режимів роботи двигуна. Крім цього, визначають гармонійні складові моменту, що крутить, електродвигуна, зіставляючи їх з моторними гармоніками ДВЗ (блок 3).

За кінематичною схемою трансмісії проводиться редукування пружноінерційних властивостей вихідної динамічної системи, побудова розрахункової еквівалентної моделі та розрахунок модальних характеристик трансмісії (блок 4).

Далі, частотні характеристики ДВЗ будуються як функції частоти обертання колінчастого валу і наносяться похилими лініями. Діапазон власних частот механічної системи наноситься як горизонтальних ліній. Умовою виникнення резонансних режимів є збіг власних частот системи з гармоніками ДВЗ та електродвигуна (блок 5).

При збігу частот здійснюється визначення амплітуд резонансних крутильних коливань системи (блок 7). Критерієм оцінки допустимого рівня динамічної навантаженості є кутове прискорення інерційних мас механічної системи, одержуване за результатами аналізу процесу буксування фрикційних муфт і визначення коефіцієнта запасу зчеплення, що закладається в конструкції (блок 8).

У разі перевищення допустимого значення кутового прискорення методом кореневого годографа здійснюється варіювання власних частот системи з метою виведення резонансних режимів за межі діапазону роботи ДВЗ. Після визначення необхідного діапазону власних частот системи здійснюється перевірка стійкості рішення при вибраних пружно-інерційних параметрах ГКК (блок 9).

Після варіювання власних частот проводиться повторний розрахунок динамічної навантаженості системи з рекомендованими параметрами ГКК.

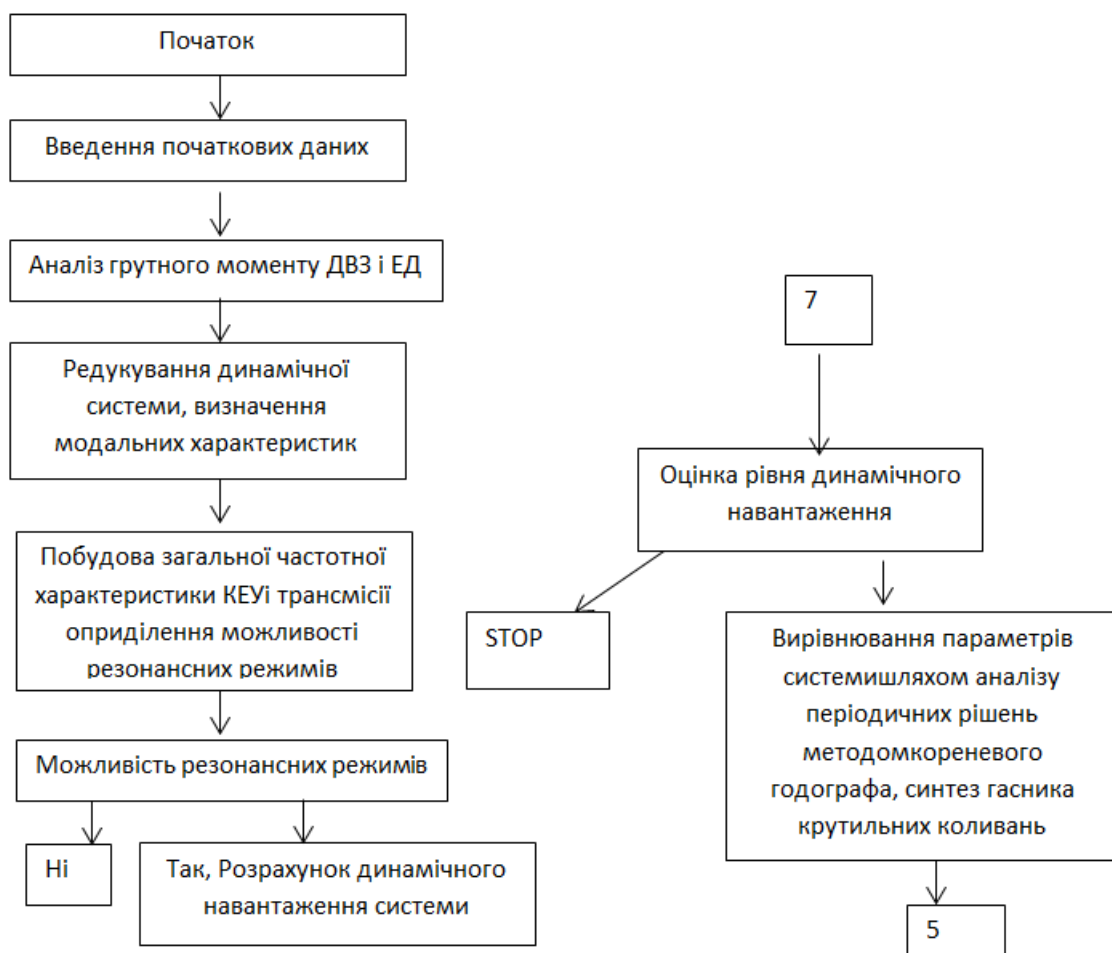


Рисунок 5.1 – Блоксхема методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісії ТЗ з КЕУ

ВИСНОВКИ

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

1) Розроблено метод, що дозволяє на ранніх етапах проектування автоматичних трансмісій без гідротрансформатора для ТЗ з КЕУ прогнозувати резонансні режими роботи та знижувати рівень динамічної навантаженості елементів трансмісії шляхом визначення необхідного місця розташування гасника крутильних коливань та його параметрів.

2) За результатами моделювання динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» встановлено, що найбільш критичною, з точки зору динамічної навантаженості, є тризлова форма коливань у діапазоні частот 170,1–177,4 [Гц] з вузлом між маховиком ДВЗ та ротором ЕД. Для виключення цих коливань жорсткість пружного зв'язку між ДВЗ та ЕД зменшена до значення 1300 [Н·м/рад] шляхом установки гасника крутильних коливань.

3) Для визначення допустимого рівня динамічної навантаженості трансмісії запропоновано та науково обґрунтовано критерій оцінки з кутового прискорення інерційних мас механічної системи $\epsilon_d = 1250$ [рад/с²], що отримується за результатами аналізу процесу буксування фрикційних муфт та визначення закладеного в конструкції коефіцієнта запасу зчеплення.

4) На основі виконаного методом кореневого годографа аналізу стійкості періодичних рішень при варіюванні параметрів механічної системи трансмісії автомобіля з КЕУ обґрунтовано місце встановлення ГKK та оптимізовано його характеристики. З отриманих результатів динамічна навантаженість елементів системи зменшено до 10 раз.

5) Експериментальними дослідженнями динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» та статичною обробкою їх результатів підтверджено достовірність розробленої імітаційної моделі, що відображає фізичні процеси при резонансних режимах та коректність основних припущень. Розбіжність результатів теоретичного та експериментального дослідження становило не більше 10–15 %.

6) Експериментальними дослідженнями встановлено, що при русі автомобіля на режимах, що встановилися (на всіх передачах з плавним збільшенням частоти обертання колінчастого валу двигуна від мінімально стійких оборотів до максимальних) внаслідок ефективного функціонування ГКК резонансів не виявлено. Виняток становлять окремі штучно створені режими руху, пов'язані з примусовим утриманням заданої передачі при одночасному зниженні частоти ДВЗ нижче робочого діапазону, що визначається програмою управління трансмісією – до 1200–1400 [хв1] на вищих передачах. При цьому зафіксовані резонансні режими на власній частоті системи в діапазоні 1,6–6,6 [Гц], що однозначно корелюються з процесами регулювання в системі керування ДВЗ та стабілізації частоти обертання ротора електродвигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Білик Б.В., Борис М.М., Кусий А.Г. Вплив передатних чисел на динамічні навантаження у трансмісії колісного лісового трактора// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2007, вип. 17.8. – С. 127-132.
2. Білик Б.В., Кусий А.Г. Визначення частот власних крутильних коливань трансмісій повнопривідних колісних машин// Наук. вісник НЛТУ України: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: УкрДЛТУ. – 2003, вип. 12.7. – С. 15-19.
3. Білик Б.В., Кусий А.Г. Частоти власних крутильних коливань трансмісій повнопривідних колісних машин// Наук. вісник НЛТУ України: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: НЛТУУ. – 2003, вип. 12.7. – С. 6-12.
4. Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроям [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-7.15-18. – На заміну НПАОП 0.00-1.28-10 ; чинний від 2018-05-18. – К. : Мінсоцполітики України, 2018. – 6 с. – URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0508-18>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)
5. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу, [Електронний ресурс]. – На заміну ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 ; чинний від 2014-05-30. – К. : МОЗ України, 2014. – 37 с. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>. – (Державні санітарні норми та правила).
6. Динамічний розтяг циліндричного зразка з кільцевою тріщиною / О. Є. Андрейків, В. М. Бойко, С. Є. Ковчик, І. В. Ходань // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2000. – 36, № 3. – С. 59–66. (Andreikiv O. E., Boiko V. M., Kovchyk S. E., and Khodun I. V. Dynamic tension of a cylindrical specimen with circumferential crack // Materials Science. – 2000. – 36, № 3. – P. 382–391.)
7. Іваницький Я.Л., Штаюра С.Т., Костів Р.Б. Оцінка тріщиностійкості матеріалів при двовісному навантаженні// Механіка руйнування матеріалів і

міцність конструкцій – Львів: Фіз.-мех. ін-т ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2004. – С. 697-702.

8. Напружений стан циліндра з зовнішньою кільцевою тріщиною за динамічного закруту / Я. Л. Іваницький, В. М. Бойко, І. В. Ходань, С. Т. Штаюра // Там же. – 2007. – 43, № 2. – С. 55–67. (Ivanytskyi Ya. L., Boiko V. M., Khodun I. V., and Shtayura S. T. Stress-strain state of a cylinder with an external circular crack under dynamic torsion // Ibid. – 2007. – 43, № 2. – P. 203–214.)

9. Попов Г. Я., Реут В. В., Вайсфельд Н. Д. Рівняння математичної фізики. Метод інтегральних перетворень. – Одеса: Астропринт, 2005. – 184 с.

10. Попов П. Задача про кручення скінченного циліндра з кільцевою тріщиною // Машинознавство. – 2005. – № 9. – С. 15–18.

11. Система стандартів безпеки праці. Системи вентиляційні. Загальні вимоги [Текст] : ДСТУ Б А.3.2-12:2009. На заміну ГОСТ 12.4.021-75 ; чинний від 2010-08-01. – К. : Мінрегіон України, 2010. – 13 с. – (Державний Стандарт України)

12. Стадник М.М. Концентрація напружень біля пружного еліпсоїдального включення у безмежному тілі// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2002, № 6. – С. 25-30.

13. Стадник М.М. Силовий критерій гранично-рівноважного стану пластини з тріщиною під двовісним навантаженням// Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2007, № 6. – С. 14-16.

14. Технічний регламент безпеки машин [Електронний ресурс] – Чинний від 2013-08-12. : станом на 11.07.2018 р. – К. : КМ України, 2013. – 76 с. – URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/62-2013-п> – (Постанова)

15. Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-4.12-05. – На заміну ДНАОП 0.00-4.12-99, ДНАОП 0.00-8.01-93 ; чинний від 2005-02-26. – К. : Держнаглядохоронпраці України, 2005. – URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці) .

16. Ahmet Birinci T. Sucru Ozsahin, and Ragip Erdol Axisymmetric circumferential internal crack problem a thick-walled cylinder with inner and outer claddings // *European J. of MechanicsA/Solids*. – 2006. – 25, № 5. – P. 764–777.
17. Bastero J. M. and Martinez-Eshaola Singular character of axisymmetric Stresses around wedge- shaped notches in cylindrical bodies under torsion: unit step load // *Theoret. and Appl. Fract. Mech.* – 1993. – 18, № 3. – P. 247–257.
18. Boginich O.E., Derkach O.L., Kobzar V.L. Effect of low and elevated temperatures on the dissipative properties of woven carbon fiber plastics. *Strength of Mater.* 2023. 55(1): 58—68. <https://doi.org/10.1007/s11223-023-00502-x> [Богініч О.Є., Деркач О.Л., Кобзар В.Л. Вплив низької і підвищеної температури на дисипативні властивості тканих вуглепластиків. *Проблеми міцності*. 2023. Т. 55, № 1. С. 71—84.]
19. Corcoran P.E., Ticks A. Hydraulic Engine Mount Characteristics// SAE paper, 1984.-№840407.-9 p. 134
20. Derkach O.L., Zinkovskii A.P., Onyshchenko Ye.O., Savchenko K.V. Notch-type damage influence on the frequency of the principal mode of the composite cantilever beam flexural vibrations. *Procedia Structural Integrity*. 2022. 36: 71—78. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.01.005>
21. Derkach O.L., Zinkovskyi A.P., Savchenko O.V. Active damping of nonstationary vibrations of a three-layer electro-viscoelastic composite plate. *Strength of Materials*. 2020. 52(6): 876—888. <https://doi.org/10.1007/s11223-021-00241-x> [Деркач О.Л., Зінковський А.П., Савченко О.В. Активне демпфірування нестационарних коливань тришарової електров'язкопружної композитної пластини. *Проблеми міцності*. 2020. Т. 52, № 6. С. 65—78.]
22. Diesel Hybrid – The next Generation of Hybrid Powertrains by MercedesBenz, 33rd International Vienna Motor Symposium, 2012.
23. Dimarogonas A. and Massourors G. Torsional vibration of a shaft with a circumferential crack // *Engng. Fract. Mech.* – 1981. – 15, № 3–4. – P. 439–444.
24. FEV GmbH: In-market Application of Start Stop System in European Market, 2011.

25. Han Xue-Li and Wang Duo A circular or ring-shaped crack in a no homogeneous cylinder under torsion loading // Int. J. of Fracture. – 1994. – 68, № 3. – P. 79–83. 38
26. Irwin G.R. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. – J. Appl. Mech., 1957, 24, № 3. – P. 361-364.
27. Jones I. S. and Rothwell G. Reference stress intensity factors with application to weight functions for internal circumferential crush in cylinders // Engineering Fracture Mechanics. – March 2001. – 68, № 4. – P. 435–454.
28. Kooy, A.; Gillmann, A.; Jäckle, J.; Bosse, M.: DMF – Nothing New? 7th LuK Symposium, 2002.
29. Kroll, J.; Kooy, A.; Seebacher, R.: Land ahoy? - Torsional dampers for engines of the future. 9th LuK Symposium, 2010.
30. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi-domain mechatronic systems simulation. URL: <http://www.plm.automation.siemens.com>.
31. LMS Imagine.Lab AMESim. Reference guide [Електронний ресурс]: електрон. дан. и прогр. (46,8 Мб)., 2013. – 1 електрон. опт. диск (CDROM).
32. LuK. Двухмассовый маховик: технологические решения, диагностика неисправностей: LuK, 2007. – 27 с., ил.
33. Onishchenko E.A., Zinkovskii A.P., Kruts V.A. Determination of the vibration diagnostic parameters indicating the presence of a mode I crack in a blade airfoil at the main, super- and subharmonic resonances. Strength of Mater. 2018. 50(3): 369—375. <https://doi.org/10.1007/s11223-018-9980-y> [Онищенко Є.О., Зінковський А.П., Круц В.О. Визначення вібродіагностичних показників наявності дихаючої тріщини нормального відриву на вихідній кромці пера лопатки при основному, супер- та субгармонічному резонансах. Проблеми міцності. 2018. Т. 50, № 3. С. 5—13.]
34. Palchykovskiy V., Morozov A., Torba Yu. Methods for defect detection in aviation engine parts made of composite materials. Aerospace Technic and Technology. 2021. 173(4): 102—109. <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.14> [Пальчиковський В.О., Морозов А.В., Торба Ю.І. Методи діагностування

дефектів деталей авіаційних двигунів з композиційних матеріалів. Авіаційно-космічна техніка і технологія. 2021. Т. 173, № 4. С. 102—109.]

35. Patent of Ukraine No. 143486. Onishchenko E.O., Kabannyk S.M., Kruts V.O., Savchenko K.V. An experimental complex for determining the parameters of forced oscillations of a rod specimen with a fatigue crack when it is excited by a harmonic driving force. 27.07.2020. [Патент України № 143486. Онищенко Є.О., Кабанник С.М., Круц В.О., Савченко К.В. Експериментальний комплекс для визначення параметрів вимушених коливань стрижневого зразка з тріщиною втомі при його силовому збудженні гармонічною змущувальною силою. 27.07.2020.]

36. Paul D. Walker, Nong Zhang, Active damping of transient vibration in dual clutch transmission equipped powertrains: A comparison of conventional and hybrid electric vehicles // Mechanism and Machine Theory 77 (2014) 1–12.

37. Savchenko O.V., Derkach O.L., Zinkovskii A.P., Savchenko K.V. Modal analysis of a blade H-type Darrieus rotor under the action of centrifugal load and energy dissipation in the material. In: 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (September 13—17, 2021, Kharkiv). <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570035>

38. Scattering of guided waves by circumferential cracks in composite cylinders / H. Bai, A. H. Shah, N. Popplevel, and S. K. Datta // Int. J. of Sol. and Struct. – 2002. – 39, № 17. – P. 4583–4603.

39. Shindo Y. and Li W. Torsional Impact Response of a Thick-Walled Cylinder With a circumferential Edge crack // J. Pressure Vessel Technol. – 1990. – 112–4, № 4. – P. 367–374.

40. Skoda. Двухмасовий маховик. Будова, робоча перевірка, опис відказу, технічний опис продукції. Інформація по, 1-ша частина: Skoda Auto, 2009. – 68 с.

41. Vaziri A. and Nayeib-Hashemi The effect of crack surface interaction on stress intensity factor in Mode III crack growth in round shafts // Engng. Frac. Mechanics. – 2005. – 72, № 4. – P. 617–629.

42. Zink, M.; Hausner, M.: The centrifugal pendulum-type absorber – application, performance and limits of speed-adaptive dampers. ATZ, Issue 07/08 2009.