

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний
(повне найменування факультету)

Автомобілі
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка
до дипломного проекту (роботи)

магістр
(ступінь вищої освіти)

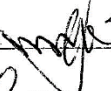
на тему «ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ
ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ N2 В УМОВАХ
НЕДОСТАТНЬОГО ЗЧЕПЛЕННЯ З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ»

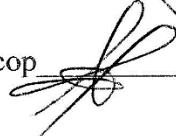
Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи T-113м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація) «Колісні та
гусеничні транспортні засоби»

 Артем КОСТИЛЬОВ
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент  Вадим КУБІЧ
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент
д.т.н., професор  Сергій ТУРПАК
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Форма № 25

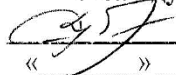
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет ТранспортнийКафедра АвтомобіліСтупінь вищої освіти МагістрСпеціальність 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ**В.о. завідувача кафедри «Автомобілі»**
 **Ольга ДУДАРЕНКО**
 «___» _____ 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Костильов Артем Михайлович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «Оцінка експлуатаційної надійності трансмісії повнопривідного автомобіля категорії N2 в умовах недостатнього зчеплення з опорною поверхнею» керівник проекту (роботи) Кубіч В.І., к.т.н., доцент,

(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «05» грудня 2023 року №488

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 29.01.24-01.02.243. Вихідні дані до проекту (роботи) Вантажний автомобіль ЗІЛ-131, опорна поверхня з коефіцієнтом зчеплення 0,15 – 0,40.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз попередніх наукових досліджень відносно навантажень трансмісії вантажних автомобілів. 2. Методи дослідження надійності трансмісій. 3. Аналітичне дослідження параметрів навантаження приводу ведучих коліс. 4. Аспекти експлуатаційної надійності трансмісії повнопривідного автомобіля – прототипу.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів)

Презентація матеріалів випускної магістерської роботи в PowerPoint на 9 слайдах.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-4	Кубіч В.І. к.т.н., доцент	01.09.23	26.01.24

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми роботи	01.09.23-08.09.23	
2	Здійснення аналізу попередніх наукових досліджень відносно навантажень трансмісії вантажних автомобілів	09.09.23-30.09.23	
3	Визначення методів дослідження експлуатаційної надійності трансмісії	01.10.23-14.10.23	
4	Проведення аналітичних досліджень параметрів навантаження приводу ведучих коліс вантажного повнопривідного автомобіля	15.10.23-07.11.23	
5	Здійснення аналізу експлуатаційної надійності трансмісії повнопривідного вантажного автомобіля-прототипу	08.11.23-17.12.23	
6	Оформлення пояснювальної записки магістерського дослідження	18.12.23-25.12.23	
7	Захист випускної роботи	29.01.24-01.02.24	

Студент(ка)



Артем КОСТИЛЬОВ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проекту (роботи)



Вадим КУБІЧ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до магістерської роботи: 60 с., 4 табл., 11 рис., 21 джерел.

НАДІЙНІСТЬ; ЕКСПЛУАТАЦІЯ; ТРАНСМІСІЯ; ПОВНИЙ ПРИВІВІД; БЕЗВІДМОВНІСТЬ; ІМОВІРНІСТЬ; БУКСУВАННЯ; ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЛАНОК; КРУТНИЙ МОМЕНТ.

Мета роботи – з'ясування впливу умов зчеплення ведучих коліс вантажного автомобіля під час його експлуатації на параметри процесів навантаження та надійність елементів конструкції трансмісії.

Об'єкт дослідження – процес передачі потужності до ведучих коліс автомобіля при зміні режимів їх буксування за умовами зчеплення.

Предмет дослідження – вплив умов зчеплення колеса з опорною поверхнею на показники норми надійності фрагмента трансмісії автомобіля-прототипу.

Методи дослідження – збір, аналіз та обробка інформаційних джерел, розрахунок технічної системи на надійність, графоаналітичне моделювання розподілу параметрів потужності.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Аналіз попередніх наукових досліджень відносно навантажень трансмісії вантажних автомобілів.....	8
1.1 Оцінка навантаженості елементів диференціальних механізмів.....	8
1.2 Вплив часткового ковзання колеса на опорній поверхні на динамічні явища в трансмісії.....	9
1.3 Оцінка розподілу потужності між ведучими мостами.....	9
1.4 Визначення найкращого мастильного матеріалу для редуктора моста.....	10
1.5 Оптимізація силової передачі в вантажних автомобілях.....	10
1.6 Етапи визначення навантажень на елементи трансмісії.....	11
1.7 Оцінка впливу навантажень на зубчасті передачі трансмісії на їхню стійкість до втоми.....	12
1.8 Особливості навантаження агрегатів коробок передач при різних режимах експлуатації автомобіля.....	12
1.9 Формулювання основних наукових категорій дослідження	14
1.10 Висновки за розділом.....	16
2 Методи дослідження надійності трансмісій.....	17
2.1 Фізичне моделювання.....	17
2.2 Математичне моделювання.....	18
2.3 Статистичний метод.....	19
2.4 Експлуатаційні випробування.....	19
2.5 Стендові випробування.....	21
2.5.1 Стенд для випробувань на довговічність ведучих мостів.....	23
2.5.2 Стенд для випробувань шлицевих з'єднань карданних валів....	25
2.6 Висновки за розділом	26
3 Аналітичне дослідження параметрів навантаження приводу ведучих	

коліс.....	27
3.1 Характеристика схем механічних трансмісій повнопривідних вантажних автомобілів.....	27
3.2 Аналіз розподілу потужності в трансмісії повнопривідного автомобіля категорії N2.....	29
3.2.1 Загальні відомості про автомобіль – прототип та його кінематична схема.....	29
3.2.2 Опис режимів взаємодії ведучих коліс з опорною поверхнею за умовами зчеплення при реалізації крутного моменту, що підводиться.....	33
3.3 Розгляд складових розрахунку на не руйнування зубчастих передач при контактних напруженнях.....	36
3.4 Висновки за розділом.....	40
4 Аспекти експлуатаційної надійності трансмісії повнопривідного автомобіля-прототипу.....	40
4.1 Загальні відомості про надійність механізмів та агрегатів трансмісії	40
4.2 Класичні підходи щодо оцінки надійності трансмісії автомобіля.....	43
4.3 Побудування структурної моделі трансмісії та її попередній розрахунок на надійність.....	45
4.4 Висновки за розділом.....	53
Висновки.....	55
Перелік джерел посилань.....	57

ВСТУП

Сучасний рівень технологічного розвитку автомобільної промисловості визначає важливість вивчення та розуміння навантажувального режиму трансмісії транспортних засобів. Здатність аналізувати цей режим стає ключовою у вирішенні завдань, пов'язаних з експлуатаційною довговічністю деталей трансмісії, яка, в свою чергу, залежить від зовнішніх джерел збурювань та параметрів самого транспортного засобу.

Одним із важливих аспектів вивчення навантажувального режиму є розрахункові методи, що ґрунтуються на моделюванні реального процесу навантаження трансмісії. Системний підхід до аналізу враховує широкий спектр вхідних та вихідних характеристик об'єкту, що робить його перспективним методом дослідження.

Акцент на математичному моделюванні та використанні методів планування експерименту підкреслює важливість розвитку та вдосконалення аналітичних підходів до визначення показників руху автомобільних трансмісій. Аналіз останніх досліджень та публікацій вказує на те, що використання законів статистики і динаміки сприяє отриманню повноцінних характеристик системи, що дозволяє вирішувати різноманітні завдання, пов'язані з ефективністю та надійністю автомобільних трансмісій.

Виходячи із наведеного вище слід вважати, що позначена та обрана тематика магістерського дослідження є актуальною, а попередньо розвинути підходи щодо оцінки експлуатаційної надійності автомобіля у складних дорожніх умовах підлягають подальшому розвитку.

1 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІДНОСНО НАВАНТАЖЕНЬ ТРАНСМІСІЇ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Оцінка навантажень елементів диференціальних механізмів

В роботах [7, 19], були розглянуті питання навантаження основних деталей міжколісного диференціала, фактори які вказують на довговічність роботи диференціала, методики визначення конструктивних параметрів півосьових шестерень з урахуванням зовнішніх експлуатаційних факторів. Авторами було встановлено, що фактором який впливає на довговічність диференціала є зминання робочих поверхонь півосьових шестерень і чашок диференціала, через їх взаємодію на плоских контактних поверхнях, що призводить до їх радіального зміщення під час експлуатації. Силowym фактором що визначає величину напруги зминання робочих поверхонь є навантаження які передаються від ведомого колеса головної передачі через сателіти. Умови навантаження зубчатих коліс диференціала залежать від прямолінійного руху автомобіля, відсутності кінематичного неузгодження, відмінностей в радіусах коліс, проковзування ведучих коліс та блокування диференціала. При блокуванні диференціала навантаження на півосьові шестерні може бути значно вище, ніж очікувалось із розрахунків, так як крутні моменти можуть розподілятися відповідно з умовами зчеплення ведучих коліс. Це має значення для розрахунків міцності зубчатих коліс та поверхонь контакту. Також у роботі розглядається розрахункова методика, яка дозволяє оцінити довговічність диференціала.

1.2 Вплив часткового ковзання колеса на опорній поверхні на динамічні явища в трансмісії

В роботі [6], досліджуються динамічні явища в трансмісії автомобіля під час часткового ковзання колеса на опорній поверхні. Виходячи з результатів досліджень експериментально та теоретично було доведено, що під час буксування окремих коліс, ризик виникнення коливань в трансмісії автомобіля великий і за характером схожі на автоколивання. Що в свою чергу призводить до втомних поломок деталей трансмісії. Також результати розрахунків показали, що в трансмісії з автоматичною системою перерозподілу крутних моментів вірогідність виникнення втомних руйнувань може збільшитись в порівнянні з механічними трансмісіями.

1.3 Оцінка розподілу потужності між ведучими мостами

Питання раціонального розподілу потужності між ведучими мостами було розглянуто в роботі [12]. В ході наукового дослідження було отримано залежності для визначення передатного відношення міжосьового диференціала, яке забезпечувало мінімальні втрати потужності в умовах руху які були задані. Також була отримана залежність для визначення раціонального передатного відношення, яке повинно відповідати математичному очікуванню для широкого спектру умов експлуатації, включаючи різні типи покриття дороги. На підставі розроблених методики, були встановлені передатні відношення для автомобілів: ЗІЛ-131 (6х6) – 2,4; КаМАЗ (4х4) – 1,3; та інші. У ході моделювання було встановлено, що при русі з буксуванням більше 3%, доцільно включення переднього мосту. Результатами були висновки, що оснащення автомобілів міжосьовим

диференціалом з рекомендованими передатними відношеннями покращує роботу автомобіля на бездоріжжі та розмоклих ґрунтах.

1.4 Визначення найкращого мастильного матеріалу для редуктора моста

В роботі [18], було проведено експерименти, цілю яких було визначення найкращого мастильного матеріалу редуктора моста вантажного автомобіля за для підвищення зносостійкості його основних трибосполучень. Головною проблемою редукторів виділяють погану якість використовуваних мастил, які в свою чергу призводять до перегріву шестерень, поломці або швидкому зносу зубів. Основною метою експерименту була оцінка зносу в парі тертя у місці контакту. Було виявлено що в якості матеріалу деталей пари оптимальним буде використання сталі 40X, а найкращім мастильним матеріалом Лукойл ТМ-4 SAE 75W-90 API GL-4 з додаванням мідьовмісної композиції.

1.5 Оптимізація силової передачі в вантажних автомобілях

Робота [13], присвячена складності силової передачі в вантажних автомобілях. Автори описують цю систему як розгалужену коливальну систему, що складається з інерційних мас, з'єднаних валами різної жорсткості. При русі системи виникають крутильні коливання через різноманітні джерела збудження, таких як динамічні навантаження на невстановлених режимах. Автори підкреслюють, що знос та утворення зазорів в деталях силової передачі можуть збільшити динамічні

навантаження і погіршити умови роботи інших деталей. Та роблять увагу на важливості визначення оптимального зносу деталей з урахуванням конструктивних параметрів вузлів, агрегатів та умов експлуатації, для запобігання поломок елементів трансмісії.

1.6 Етапи визначення навантажень на елементи трансмісії

В роботі [16], описуються етапи необхідні для визначення навантажень на елементи трансмісії. До змісту цих етапів відносяться наступні заходи.

Етап №1 - дискретизація вузлів та деталей автомобіля. При цьому робиться акцент на уявлення машинного агрегату, як механічної коливальної системи з масами та пружними елементами.

Етап №2 - визначення параметрів механічної моделі. Увага приділяється виявленню значень, які характеризують дану динамічну систему.

Етап №3 - створення схеми динамічної системи. При цьому акцент робиться на приведенні параметрів моделі до одного або декільком валам.

Етап №4 - спрощення схеми. Особлива увага приділяється складанню розрахункової схеми динамічної системи, роблячи її більш зручною для аналізу.

Етап №5 - складання математичної моделі руху. При цьому приділяють увагу саме опису руху мас розрахункової схеми в математичній формі.

Етап №6 - вирішення рівнянь руху. При цьому робиться акцент на визначенні значень крутних моментів в пружних елементах системи за допомогою комп'ютерного моделювання.

Цей підхід допомагає зрозуміти, як навантаження розподіляється по різним частинам трансмісії і визначити, які елементи зазнають більшого навантаження в різних умовах експлуатації.

1.7 Оцінка впливу навантажень на зубчасті передачі трансмісії на їхню стійкість до втоми

В роботі [21], автори проаналізувавши дослідження у галузі автомобільних трансмісій виявляють кілька ключових аспектів. Важливість довговічності, втомної міцності та динамічного навантаження, особливо зубчастих передач, підкреслюється в контексті змін, що відбуваються в процесі експлуатації. Розрахункові методики, включаючи врахування обертового моменту, зчеплення коліс та динамічних навантажень, виділяються як невід'ємні елементи забезпечення міцності трансмісій. Вплив кінематичної похибки на динамічне навантаження підкреслюється, при цьому виявляються труднощі її діагностики в умовах експлуатації. Додатково розглядаються експериментальні методи, такі як імпульсний метод, для визначення параметрів, а також різні дефекти та пошкодження, такі як знос і поломки. Введення методів розрахунку втоми, таких як метод еквівалентних циклів і метод еквівалентних навантажень, доповнює загальний контекст досліджень. Незважаючи на складність діагностики кінематичної похибки, експериментальні підходи залишаються ключовими для отримання інформації про цей параметр в умовах реальної експлуатації.

1.8 Особливості навантаження агрегатів коробок передач при різних режимах експлуатації автомобіля

Робота [14], яка присвячена особливостям навантаження вальниць коробок передач, було представлено детальні розрахунки та формули, які пов'язані з визначенням еквівалентного навантаження на вальниці коробок передач в залежності від режимів роботи автомобіля. Також були

запропоновані методики розрахунку вальниць та визначення вантажності, яка забезпечує заданий рівень надійності. Було проілюстровано, що еквівалентні навантаження вальниць при роботі на прямій передачі можуть бути значно менше, ніж на більш низьких передачах, через тривалість роботи автомобіля на вищих передачах. Автори роботи зробили важливий висновок про необхідність вибору вальниць так, щоб забезпечити їх роботу на передачі, якій відповідає максимальне розрахункове навантаження протягом ресурсу. Також була запропонована формула для визначення мінімального навантаження вальниць, яка забезпечить заданий рівень надійності на передачі з максимальним розрахунковим навантаженням.

В роботі [5], надаються вказівки щодо дослідження навантаження трансмісійного зчипника за різних режимів його експлуатації. Автори виділяють чотири режими навантаження при вмиканні зчипника: нормальне, плавне, різке та вмикання за складних умов експлуатації. Для кожного з режимів надаються формули для обчислення, роботи буксування, часу буксування.

Робота буксування зчипника в режимі навантаження при різкому вмиканні визначається за формулою:

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{2M_{em} - 3M_{\phi}} (1 - h_e), \text{Дж}, \quad (1.1)$$

де J_n – момент інерції автомобіля, зведений до первинного валу скриньки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\omega_{пч}$ – кутова швидкість на початку процесу буксування зчипника, с^{-1} ;

M_{ϕ} – момент опору на рухові автомобіля, зведений до первинного валу коробки передач, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

h_e – коефіцієнт, який для транспортних засобів з бензиновими двигунами становить – 0,6, а з дизельними – 0,2.

Час буксування зчїпника в режимі навантаження при різкому вмиканні визначається за формулою:

$$t_b = \frac{3J_n\omega_{пч}}{2M_{em}-3M_\phi}(1-h_e), \text{ с.} \quad (1.2)$$

Робота буксування зчїпнику в режимі навантаження при важких умовах експлуатації визначається за формулою:

$$W_\tau = M_{em} \frac{J_n\omega_{пч}^2}{(2/3)M_{em}-M_\phi}(1-h_a)\left(\frac{2}{3}-\frac{5}{12}h_a\right), \text{ Дж,} \quad (1.3)$$

де h_a – коефіцієнт, який для вантажних автомобілів становить – 0,6.

Час буксування зчїпнику в режимі навантаження при важких умовах експлуатації визначається за формулою:

$$t_b = \frac{3J_n\omega_{пч}}{2M_{em}-3M_\phi}(1-h_a), \text{ с.} \quad (1.4)$$

1.9 Формулювання основних наукових категорій дослідження

Таким чином на підставі наведеної та проаналізованих результатів слід вважати що напрям магістерського дослідження є актуальним та підлягає подальшому розвитку. Пропонується більш ретельну увагу приділити питанням особливості передачі, трансформації крутного моменту, його реалізації за умовами зчеплення коліс з опорною поверхнею, а також силовому та швидкісному навантаженню зубчастих передач трансмісії при виконанні умов не руйнування.

Виходячи з наведеного вважаю необхідним сформулювати основні наукові категорії магістерського дослідження.

Мета дослідження – з'ясування впливу умов зчеплення ведучих коліс вантажного автомобіля під час його експлуатації на параметри процесів навантаження та надійність елементів конструкції трансмісії.

Об'єкт дослідження – процес передачі потужності до ведучих коліс автомобіля при зміні режимів їх буксування за умовами зчеплення.

Предмет дослідження – вплив умов зчеплення колеса з опорною поверхнею на показники норми надійності фрагмента трансмісії автомобіля-прототип.

Основні завдання дослідження:

- здійснення аналізу попередніх досліджень відносно навантажень трансмісії вантажних автомобілів;
- визначення основних методів дослідження надійності трансмісії та обґрунтування доцільності їх застосування для розкриття теми;
- визначення режимів взаємодії ведучих коліс з опорною поверхнею за умовами зчеплення при реалізації крутного моменту, що підводиться при навантаженні механізмів ведучих мостів;
- побудування структурної моделі надійності фрагмента трансмісії автомобіля та попередній розрахунок її норми надійності.

Вирішення першого завдання дасть можливість визначити особливості навантаження агрегатів трансмісії при різних режимах експлуатації автомобіля. Дає можливість визначити які динамічні явища виникають в трансмісії та які зовнішні фактори впливають на них.

Вирішення другого завдання дасть можливість визначити закономірності зміни параметрів силового та швидкісного навантаження складових трансмісії автомобіля. Визначити величини що входять до визначення показників експлуатаційної надійності механізмів, агрегатів та окремих деталей трансмісії автомобіля.

Вирішення третього завдання дасть можливість визначити зв'язок ведучих коліс з опорною поверхнею при можливому недостатньому їх зчепленні з нею, але за умовою постійного подавання крутного моменту від двигуна. На підставі цього створюється можливість визначити характерні режими силового та швидкісного навантаження зубчастих зачеплень головної передачі, диференціала трансмісії автомобіля.

1.10 Висновки до розділу

Здійснений аналіз питань щодо оцінки навантаженості елементів диференціальних механізмів, впливу часткового ковзання колеса по опорній поверхні на динамічні явища в трансмісії, оцінки розподілу потужності між ведучими мостами, визначення найкращого мастильного матеріалу для редуктора моста, етапів для визначення навантажень на елементи трансмісії, оптимізації силової передачі в вантажних автомобілях, оцінки впливу навантажень на зубчасті передачі трансмісії на їхню стійкість до втоми, особливості навантаження агрегатів коробок передач при різних режимах експлуатації автомобіля.

На підставі оцінки стану питань за тематикою магістерського роботи сформульовані основні наукові категорії дослідження.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЙ АВТОМОБІЛІВ

2.1 Фізичне моделювання

Фізичне моделювання експлуатаційної надійності трансмісії - це складний процес, який включає в себе створення математичних моделей для кожного компонента трансмісії, таких як шестерні, підшипники, вали та інші, з урахуванням параметрів, які визначають знос, третя та інші фізичні впливи [2].

Під час моделювання необхідно враховувати різні фактори, такі як навантаження, вібрації, температурні зміни та інші умови експлуатації, щоб виявити вплив цих чинників на працездатність та надійність трансмісії.

Процес також передбачає розробку моделей, які можуть прогнозувати знос компонентів трансмісії в залежності від умов експлуатації, що в свою чергу дозволяє оцінити тривалість служби та очікуваний строк служби трансмісії.

Окрім того, статистичні методи використовуються для оцінки ймовірності відмови трансмісії в різних умовах експлуатації, з урахуванням випадкових факторів та невизначеності.

Отримані результати моделювання можуть бути використані для оптимізації конструкції трансмісії, з метою підвищення її надійності та зниження витрат на експлуатацію.

Завершальним етапом є експериментальна перевірка, в ході якої проводяться тести та експерименти для перевірки точності та достовірності розроблених моделей, що дозволяє коригувати їх на основі отриманих даних.

2.2 Математичне моделювання

Математичне моделювання включає в себе застосування математичних методів та статистики для оцінки ймовірності відмов, прогнозування термінів служби і аналізу роботи системи. Розділяють такі аспекти математичного моделювання [2]:

Експоненційний розподіл часто використовується у теорії надійності для моделювання часу між відмовами. Це дозволяє оцінити середній термін служби до відмов та ймовірність відмови протягом певного періоду.

Функція надійності – це математична функція, що виражає ймовірність того, що система буде працювати безвідмовно протягом певного часу. Функція надійності може бути виражена через експоненційний розподіл або інші розподіли.

Системи блок-схем використовуються для подання структури трансмісії та виділення ключових компонентів. Моделювання проводиться для кожного блоку, а потім інтегрується для аналізу всієї системи.

Моделювання зносу – це врахування зносу та його впливу на надійність трансмісії. Моделювання інтервалів обслуговування та заміни компонентів.

Дослідження впливу факторів. Це моделювання оцінки чутливості надійності до змін у параметрах.

Математичне моделювання надає інструменти для кількісної оцінки надійності системи та допомагає приймати обґрунтовані рішення в процесі експлуатації, проектуванні та обслуговуванні трансмісій. Однак для точних результатів важливо враховувати реальні дані про роботу трансмісії для правильного налаштування параметрів.

2.3 Статистичний метод

Статистичні методи грають ключову роль у визначенні ймовірності відмови та оцінці надійності системи. Вони базуються на аналізі статистичних даних та ймовірнісних розподілів, щоб отримати кількісні величини, які вказують на ступінь вірогідності відмови та тривалість безвідмовної роботи системи [2]. Статистичні методи використовують різні ймовірнісні розподіли, такі як експоненційний, Вейбулла, нормальний тощо, для моделювання ймовірностей відмови окремих компонентів трансмісії та системи в цілому. Використання функцій надійності для оцінки ймовірності безвідмовної роботи системи протягом певного часу. Функції витрат визначають інтенсивність відмови в залежності від часу. Застосування Байєсівської статистики для оцінки ймовірностей відмови та невизначеності, враховуючи апіорні та апостеріорні інформації. Врахування методів відновлення інформації для оцінки надійності при наявності неповної чи неоднорідної інформації. Використання моделей системної динаміки для аналізу взаємозв'язків між різними компонентами та впливу різних факторів на надійність. Аналіз результатів випробувань та відмов для отримання даних, які використовуються для підтвердження статистичних моделей. Ці статистичні методи дозволяють кількісно оцінити ймовірність відмови та надійність, враховуючи невизначеності в процесі фізичного моделювання. Вони важливі для прийняття обґрунтованих рішень щодо підвищення надійності та довговічності трансмісій та інших технічних систем.

2.4 Експлуатаційні випробування

Експлуатаційні випробування поділяються на три основні види:

Дослідна експлуатація. Проводиться спеціально підготовленим персоналом. Під час неї здійснюється регулярний контроль і облік наробітку в різних умовах, обсягів виконаних транспортних, завантажувально-розвантажувальних робіт відповідно до призначення машини, реєстрація та аналіз відмов, несправностей та перерахування заходів щодо їх усунення [3].

Контрольна експлуатація. Під час неї враховуються загальні умови функціонування та контролюється стан об'єкта з документальним оформленням необхідних поточних параметрів і відхилень у них залученням спеціалістів-випробувачів з метою підвищення достовірності інформації.

Звичайна експлуатації у споживача. Під час неї можливі відхилення від правил використання і обслуговування, а спеціалісти-випробувачі для повсякденного спостереження не залучаються і інформація про результати експлуатації обмежується повідомленнями даних від споживачів.

Більш інформативними є перші два види експлуатаційних випробувань, які отримали найбільше поширення і методичне забезпечення. Дослідна експлуатація часто включається в програму випробувань, як етап для перевірки та оцінки ефективності використання нової моделі за призначенням і виявлення напрямків її вдосконалення. Контрольована експлуатація розширюється за допомогою організації опорних експериментально-виробничих пунктів з включенням їх до штату спеціалістів-випробувачів. Цей вид експлуатаційних випробувань відрізняється від полігонних достовірністю інформації. Оскільки в основу їх методики покладено відбір великих партій однотипних машин, відносна однорідність умов експлуатації та постійний контроль за технічним станом кожного об'єкта. У контрольованій експлуатації використовується єдина методика збору, обробки та представлення інформації, що дає можливість порівняльної оцінки різних моделей машин, підвищує достовірність отриманих оцінок, зокрема, основних показників надійності. У багатьох випадках експлуатаційні випробування проводяться в підрозділах заводу-виробника.

Під час експлуатаційних випробувань вирішуються наступні основні завдання:

- виявлення закономірностей виникнення відмов залежно від наробітку;
- визначення коефіцієнтів готовності та використання в даному режимі експлуатації;
- визначення критеріїв граничного стану і ресурсу окремих вузлів, агрегатів, деталей;
- виявлення типових пошкоджень, різних видів відмов, відносної частки кожного виду у загальній їх кількості;
- встановлення пристосованості до поточних та капітальних ремонтів;
- статистична оцінка вартості ремонтів та витрат на утримання в робочому стані від початку експлуатації до вичерпання заявленого ресурсу, до списання.

2.5 Стендові випробування

Стендові випробування включають проведення тестів та вимірювань на спеціально обладнаних випробувальних стендах, що дозволяє інженерам та дослідникам докладніше вивчити характеристики трансмісії, та інших систем в контрольованих умовах. У випадку повнопривідних трансмісій, випробування можуть включати в себе такі аспекти наведені далі.

Статичні випробування включають наступні складові[3]:

- вимірювання моменту на кожному колесі. За допомогою стенду можна виміряти момент, що передається кожному з коліс в статичних умовах. Це дозволяє оцінити, наскільки рівномірно розподіляється момент між передньою та задньою віссю в різних умовах зчеплення з опорною поверхнею;

- оцінка ефективності диференціалів.

Тестування на стенді - це процес, під час якого трансмісії або їх окремі компоненти піддаються спеціальним випробуванням на спеціалізованих стендах з метою оцінки їх продуктивності, надійності та інших характеристик. Основні випробування які проводять на стендах: динамічні випробування, випробування на зносостійкість, тестування на надійність та досліджують ефективність трансмісій.

До динамічних випробувань входять:

- навантажувальні випробування, коли трансмісії піддаються впливу різних навантажень, що імітують умови експлуатації, наприклад, коли транспортний засіб рухається під навантаженням.

- швидкісні випробування, коли стенд може використовуватися для відтворення різних режимів руху, включаючи високошвидкісні та низькошвидкісні режими, що дозволяє оцінити продуктивність трансмісії при різних швидкостях.

- імітація різних умов покриття, коли тестування на стенді може включати в себе імітацію різних дорожніх покриттів, таких як асфальт, гравій, сніг або бездоріжжя, щоб оцінити, як трансмісія впорається з різними умовами.

До випробувань на зносостійкість входять:

- циклічні тести, це коли тести трансмісії включають багаторазові цикли навантаження та розвантаження, щоб оцінити їх стійкість до зносу та довговічність.

- термічні випробування, коли тести на стенді проводяться при різних температурних умовах, щоб оцінити, як трансмісія реагує на термічні навантаження.

До тестування на надійність входять:

- тести на виснаження, коли трансмісії піддаються тривалим тестам з метою оцінки їх надійності та здатності працювати протягом тривалого часу без збоїв.

- Тести на сценарії відмов, проводяться для імітації різних сценаріїв відмов, щоб оцінити, як трансмісія реагує на непередбачені ситуації.

До дослідження ефективності трансмісії відносять наступні складові:

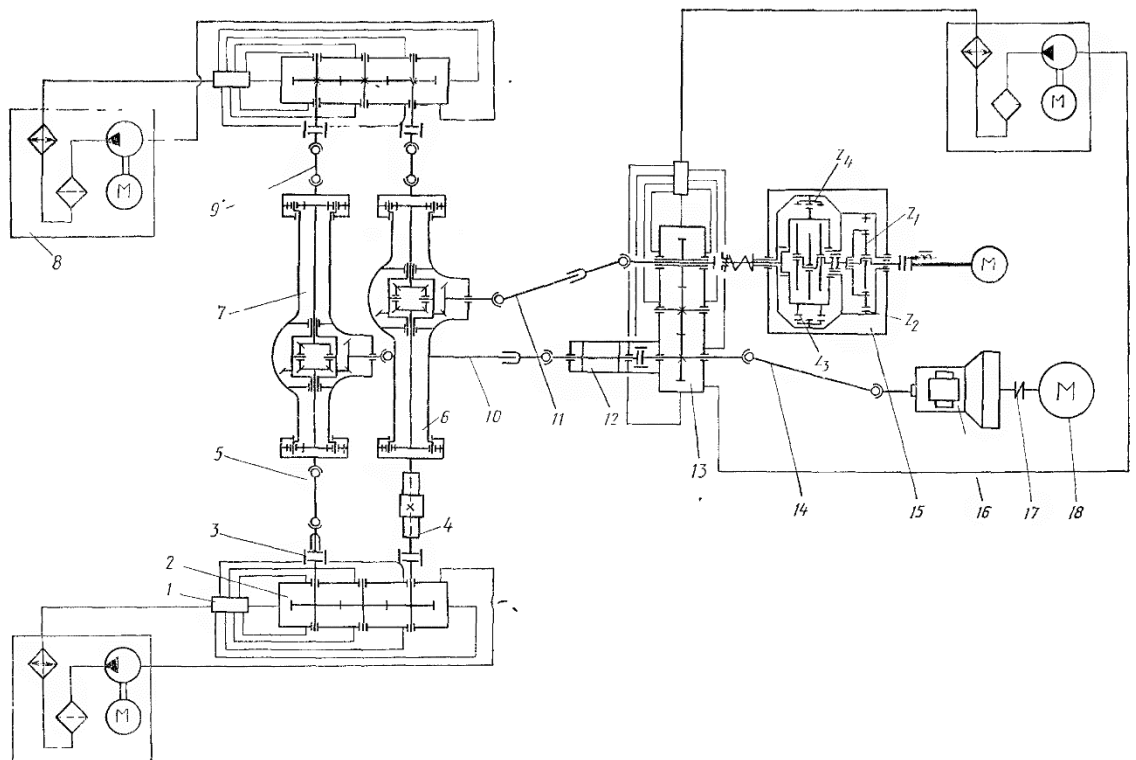
- вимірювання втрат потужності, тобто оцінка ефективності трансмісії шляхом вимірювання втрат потужності під час передачі від двигуна до коліс.
- вимірювання температури, використовується для моніторингу температури різних компонентів трансмісії для оцінки її теплових характеристик.

Тестування на стенді дозволяє інженерам детально вивчати характеристики трансмісії в умовах, що контролюються, що є важливим для поліпшення продуктивності, надійності та довговічності.

2.5.1 Стенд для випробувань на довговічність ведучих мостів

Для проведення випробувань на довговічність мостів використовується ряд обладнань. У якості прикладу на рисунку (2.1) наведений стенд [13].

Стенд складається з наступних основних вузлів: приводу, який включає електродвигун 18, муфту 17 і коробку передач 16; головного редуктора 13, призначеного для передачі крутного моменту від коробки передач на входні фланці іспитованого 6 та замикаючого 7 ведучих мостів автомобіля; датчиків крутного моменту 12 і 4 відповідно на вході і виході ведучого моста; бічних редукторів 2 з трьома вертикально розташованими шевронними шестернями; навантажувача планетарного типу 15; трьох установок охолодження масла 8, які включають електродвигун, насос НШ-10Е, фільтр, сітчастий охолоджувач та з'єднувальні трубопроводи 1; пульта управління та шафи з електрообладнанням (на схемі не показані).



1 - з'єднувальні трубопроводи; 2 - бічні редуктори; 3- зубчасті муфти;
 4, 12 - датчик крутного моменту; 5, 9, 10, 14 - з'єднувальні та привідні
 карданні вали; 6 - іспитуваний ведучий міст; 7 – замикаючий ведучий міст;
 8 – установки охолодження масла; 11 – карданний вал; 13 – головний
 редуктор; 15 – навантажувач; 16 – коробка передач; 17 – муфта; 18 –
 електродвигун.

Рисунок 2.1 - Кінематична схема стенду для випробувань на
 довговічність ведучих мостів.

Робота стенду виконується наступним чином. При увімкненому електродвигуні 18 через муфту 17, коробку передач 16, головний редуктор 13, датчик крутного моменту 12, замикаючий ведучий міст 7, бічні редуктори 2, зубчасті муфти 3, датчик крутного моменту 4 та з'єднувальні та привідні карданні вали 5, 9, 10, 14 крутний момент передається на іспитуваний ведучий міст 6. Попередньо його навантажують необхідним крутним

моментом, що передається від навантажувача 15 через головний редуктор 13 та карданний вал 11. Навантажувач представляє собою двохрядний планетарний редуктор. Навантаження моста може проводитися як при нерухомому, так і при обертовому контурі. Від валу електродвигуна через електромагнітну муфту обертання передається ексцентриковому валику (воділю) першого планетарного ряду, на якому знаходиться шестерня z_1 (супутник), яка входить у зачеплення з зубчастим вінцем z_2 (короною). Обертове рухання передається від супутника воділі другого планетарного ряду, на якому знаходяться три супутники z_3 , з'єднані з короною z_4 . Планетарний редуктор навантажувача забезпечує велике передаткове число (близько 10 000), тому створюється ефект самогальмування при вимкненні електродвигуна навантажувача, і навантаження в контурі зберігається.

2.5.2 Стенд для випробувань шлицевих з'єднань карданних валів

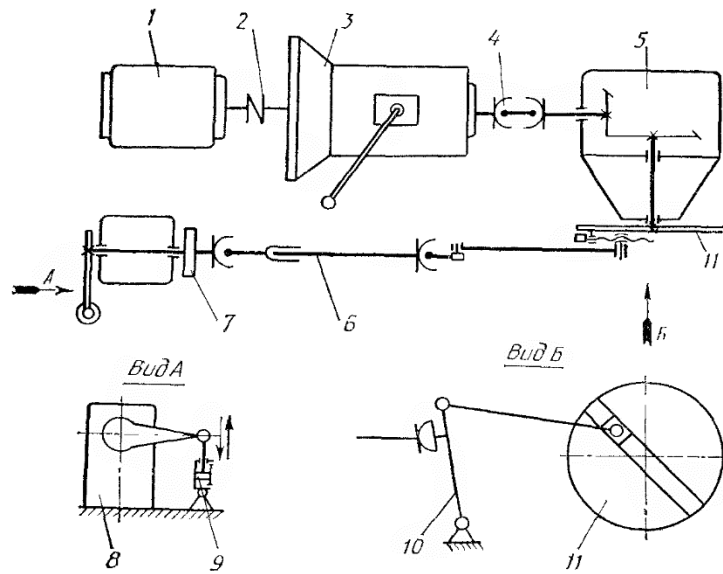
Для проведення випробувань шлицевих з'єднань карданних валів, використовується ряд обладнань. У якості прикладу на рисунку 2.2 наведений стенд [13].

Дослідження довговічності шлицевих з'єднань карданної передачі проводять на стенді з прямим навантаженням (рисунок 5). Він представляє собою кривошипно-шатунний механізм з качаючоюся рукояткою, на яку одним кінцем опирається карданний вал. Опорою іншого кінця карданного вала служить спеціальний пристрій, здатний навантажувати вал крутним моментом.

Необхідне значення ходу (відносного переміщення елементів шлицевого з'єднання) забезпечується за рахунок зміни довжини кривошипа.

На вказаному стенді зазвичай проводять порівняльні випробування на довговічність рухливих шлицевих з'єднань карданної передачі, що

відрізняються, наприклад, за значеннями продольного ходу, типом шлицев, матеріалами та методами термообробки.



1 - електродвигун; 2 - муфта; 3 - редуктор (коробка передач); 4 - проміжний карданний вал; 5 - конічний редуктор; 6 - тестовий карданний вал; 7 - маховик; 8 - стійка; 9 - навантажуючий пневмоциліндр; 10 - кривошип; 11 - планшайба.

Рисунок 2.2 - Кінематична схема стенду для випробувань шлицевих з'єднань карданних валів

2.6 Висновки до розділу

Розглянуто методологічні аспекти проведення досліджень спрямованих на визначення закономірностей зміни параметрів силового та швидкісного навантаження складових трансмісій автомобіля.

На підставі зазначених та описаних методів представляються можливим визначити величини, що входять до визначення показників

експлуатаційної надійності механізмів, агрегатів та окремих деталей трансмісії автомобіля.

Вважаю, що для аналітичних досліджень за визначеною тематикою слід використати наступний методи:

- збір, аналіз та обробка інформаційних джерел;
- розрахунок технічної системи на надійність;
- графоаналітичне моделювання розподілу параметрів потужності;
- фізичне моделювання;
- математичне моделювання.

3 АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИВОДУ ВЕДУЧИХ КОЛІС

3.1 Характеристика схем механічних трансмісій повнопривідних вантажних автомобілів

Відомо, що за способом підведення потужності від двигуна до ведучих коліс, агрегати та механізми можуть бути виконані [11]:

- за бортовою схемою;
- за мостовою схемою;
- або з індивідуальним підведенням потужності до кожного колеса.

В мостовій схемі (рис. 3.1) кожна пара головних коліс за допомогою півосей або карданних валів (при незалежній підвісці коліс) приєднується до механізму ведучого моста, який складається з головної передачі та міжколісного диференціала. Іноді між механізмами ведучих коліс і колесами встановлюються колісні редуктори.

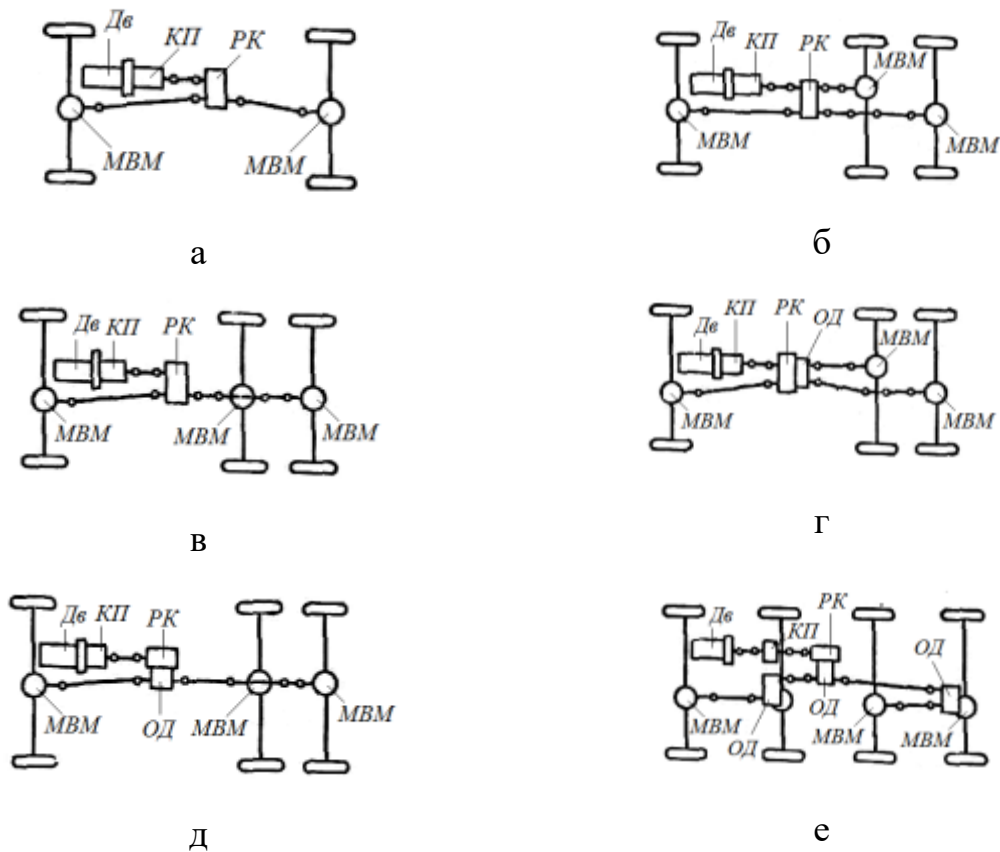


Рисунок 3.1 – Схеми компоновки силових передач

Силові передачі з блокувальним приводом (рис. 3.1 а, б, в) найбільше прості за конструкцією. Такі силові передачі застосовуються на автомобілях: УАЗ-3151 (469), вантажних ГАЗ-66, ЗІЛ-131. Загальний недолік такої передачі – можливість появи циркуляції потужності при кінематичній невідповідності головних коліс (при повороті, проходженні по нерівній дорозі, при різних радіусах кочення коліс через нерівномірний знос шин, при різному тиску повітря в шинах або різному ваговому навантаженні на колеса). Наслідком цього є більш швидкий знос агрегатів силової передачі.

Силові передачі з диференціальним приводом відрізняються від силових передач з блокувальним приводом тим, що мають один або кілька міжосьових диференціалів (ОД), рисунок 3.1. Міжосьовий диференціал застосований в компонуванні силових передач автомобілів КамАЗ-4310 (43105), КрАЗ-260, Урал-375. При рівномірному (або близьким до

рівномірного) розподілі ваги по осях застосовують симетричні диференціали, а при нерівномірному розподілі ваги по осях – несиметричні. Так на автомобілях МАЗ всі міжосьові диференціали симетричні, а на автомобілі Урал-375 – несиметричні. Диференціальний привід вільний від недоліків блокованого приводу, але конструктивно він складніший, ніж блокований. При наявності диференціальних механізмів між мостами, силове навантаження по приводним валам розподіляються пропорційно внутрішньому передатному числу диференціального механізму, а не пропорційно ваговому навантаженню, яке припадає на міст, як це є в блокованому приводі. При проходженні таких автомобілів по слизьким і слабким ґрунтам можлива пробуксовка коліс того моста, для якого коефіцієнт зчеплення та вагового навантаження на міст набувають найменшого значення. Для усунення цієї вади диференціальні приводи виконуються з можливістю блокування часткового або повного (автомобілі ГАЗ-66, КамАЗ-4310, 43105, КрАЗ-260 та ін.). Автомобіль ЗІЛ-131, який обраний за прототип для оцінювання навантажень трансмісії за умовами зчеплення з опорною поверхнею, має схему компонування 3.1 д. При цьому міжколісний диференціал звичайний конічний, неблокований.

3.2 Аналіз розподілу потужності в трансмісії повнопривідного автомобіля категорії N2

3.2.1 Загальні відомості про автомобіль – прототип та його кінематична схема

В якості автомобіля-прототипу для проведення аналітичних досліджень обраний повнопривідний автомобіль ЗІЛ-131 зображений на рисунку 3.2, який за повною масою відноситься до категорії N2 [8].



Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд автомобіля ЗІЛ-131

Загальна характеристика автомобіля.

Колісна формула – 6х6.

Число передач – п'ять передач вперед, одна передача заднього ходу.

Повна маса – 10 185 кг.

Грузопід'ємність – 5000 кг.

Максимальна швидкість – 90 км/г.

Потужність двигуна – 150 к.с..

Об'єм двигуна – 5996 см³.

Частота обертання колінчатого валу,

при якому спрацьовує обмежувач – 3200₋₂₀₀ об/хв.

Максимальний крутний момент при 1800-2000 об/хв – 410 Н·м.

Витрати палива на 100 км шляху – 51 л.

Розподіл навантаження, яке передається на дорогу від повної маси автомобіля через шини коліс:

- переднього моста: 30600 Н;
- заднього візку: 71250 Н.

Характеристика елементів трансмісії.

До конструкції трансмісії автомобіля входять наступні агрегати.

Зчеплення використовується фрикційне, однодискове, сухе, з пружинним гасителем крутильних коливань і механічним приводом.

Коробка перемикання передач встановлена механічна з п'ятью передачами для руху вперед та однією для руху заднім ходом; п'ята передача – пряма. Передатні числа передач наступні:

- перша передача – 7,44;
- друга передача – 4,10;
- третя передача – 2,29;
- четверта передача – 1,47;
- п'ята передача – 1;
- задній ход – 7,09.

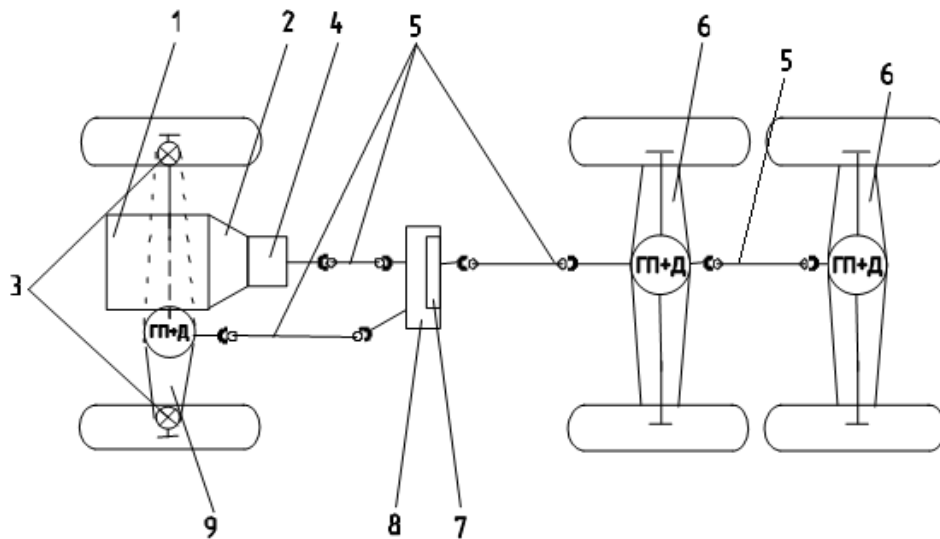
Роздавальна коробка з електропневматичним включенням переднього моста, механічна з двома передачами, передатні числа яких на:

- першій передачі – 2,08;
- на другій – 1.

Карданна передача ко конструкції відкрита, має чотири карданні вали з шарнірами на голчастих підшипниках.

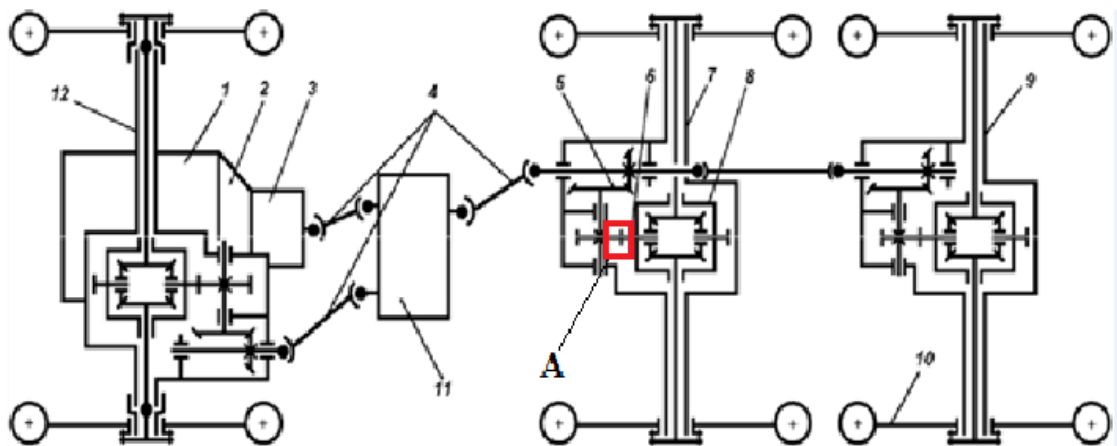
Головна передача двухступенева з парою конічних зубчастих коліс передатне число яких складає - 1,583, та пари циліндричних зубчастих коліс передатне число яких складає – 4,25. Загальне передатне число головної передачі – 6,73.

Диференціал конічний з чотирма сателітами.



1- двигун; 2 – зчеплення; 3 – шарніри рівних кутових швидкостей; 4 – КПП; 5 – карданні передачі; 6 – перший та другий задні ведучі мости; 7 – міжосьовий диференціал; 8 – роздаткова коробка; 9 – передній ведучий міст.

Рисунок 3.3 – Схема трансмісії ЗІЛ-131



1- двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – карданні передачі; 5 – конічна пара головної передачі, 6 – циліндрична пара головної передачі; 7, 9, 12 – середній, задній та передній ведучі мости; 8 – диференціал; 10 – колеса; 11 – роздавальна коробка, А – розрахункова пара шестерень.

Рисунок 3.4 – Кінематична схема трансмісії ЗІЛ-131

3.2.2 Опис режимів взаємодії ведучих коліс з опорною поверхнею за умовами зчеплення при реалізації крутного моменту, що підводиться

Усвідомлення та розуміння процесів взаємодії ведучих коліс з опорною поверхнею в умовах можливого недостатнього зчеплення, але з постійно підведеним від двигуна крутним моментом дозволило визначити наступні режими.

Режим №1 – Ліве і праве колесо буксують з однаковим крутним моментом, і колеса мають однакові коефіцієнти зчеплення з опорною поверхнею: $\varphi_{\text{л}} \approx \varphi_{\text{п}} \approx (0,2 - 0,4)$.

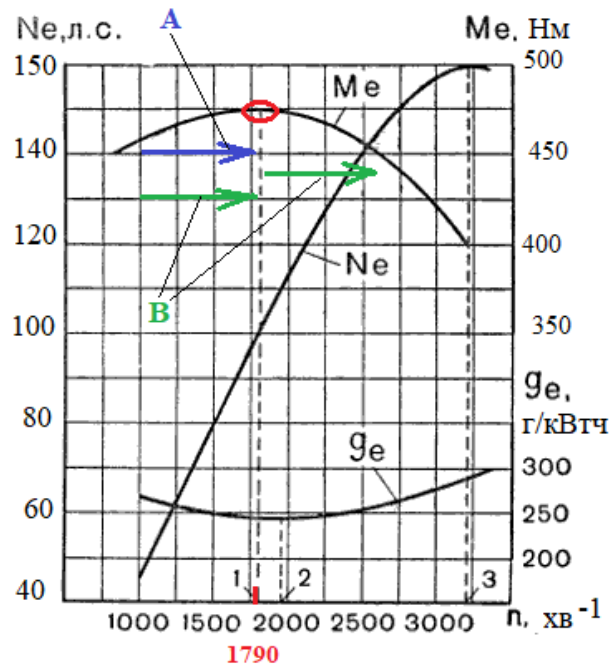
Режим №2 – Праве колесо обертається з більшою швидкістю, а ліве обертається з меншою швидкістю. Це виникає за умови коли від двигуна на колеса підводиться крутний момент і шини коліс знаходяться на опорній поверхні з різним коефіцієнтом зчеплення. Тобто $\varphi_{\text{л}} > \varphi_{\text{п}}$ або $\varphi_{\text{л}} < \varphi_{\text{п}}$.

Режим №3 – Одне з коліс повністю нерухоме, автомобілю не вистачає сили тяги для подолання перешкоди але вистачає сили тяги для обертання другого колеса. Тоді одне колесо залишається повністю нерухомим, а друге починає обертатися з частотою в два рази більше ніж водило диференціала.

Режим №4 – Колеса автомобіля почали буксувати, водій вирішив якщо він натисне на педаль газу в результаті чого відкриє дросельну заслінку, дасть більших обертів то колесо зловить зчеплення з дорогою і буксування закінчиться. Але відповідно до графіку (3.5), на початку буксування бачимо, що зростає крутний момент та збільшуються оберти двигуна, а на трансмісію діють силовий і швидкісний параметри навантаження. Потім бачимо, що при відкритті дросельної заслінки оберти двигуна продовжують зростати, після досягнення максимального значення крутного моменту, силовий параметр перестає діяти на елементи трансмісії, і момент починає падати, що призводить до ще більш прискореного буксування коліс. При цьому на трансмісію продовжує діяти тільки швидкісний параметр, який призводить

до швидкого зносу елементів трансмісії, за рахунок того, що масло не встигає вчасно змащувати деталі.

Для пояснення графічного характеру змін у досягаємих граничних силах тяги від підведеного на колесо крутного моменту здійсненні наступні розрахунки.



А – силовий параметр навантаження трансмісії; В – швидкісний параметр навантаження трансмісії; 1 – частота обертання при максимальному крутному моменті; 2 – частота обертання колінчастого валу при мінімальній питомій витраті палива; 3 – максимальна частота обертання колінчастого валу.

Рисунок 3.5 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЗІЛ-131 автомобіля-прототипу

Оскільки мова йде про процеси зміни швидкісного та силового параметра потужності, які передаються на ведуче колесо, то розглянуто

розрахунок граничної сили тяги для симетричного диференціала середнього моста автомобіля – прототипу за виразом:

$$P_{\varphi} = 2(\varphi Z)_{min} \quad (3.1)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення;

Z – зчіпна вага відповідного колеса.

Для побудування графіків граничної сили тяги на середньому мосту, визначили, що вага, яка приходить на одне колесо $P_{л} = P_{р} = 17812$ Н.

Використовуючи формулу (3.1), розраховуємо P_{φ} за умов $\varphi = 0,2$, $\varphi = 0,3$, $\varphi = 0,4$, $\varphi = 0,8$:

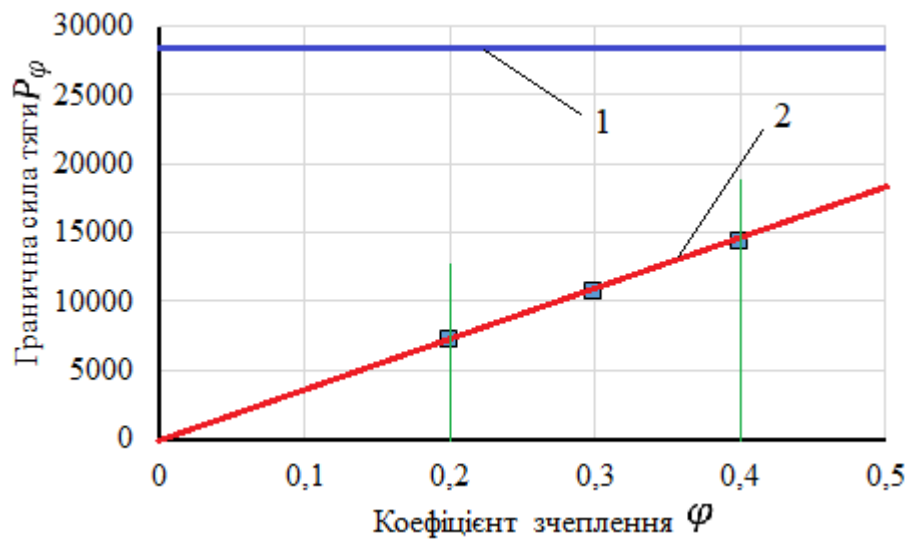
$$P_{\varphi 1} = 2(0,2 \cdot 17812)_{min} = 7124 \text{ Н}; \quad (3.2)$$

$$P_{\varphi 2} = 2(0,3 \cdot 17812)_{min} = 10687 \text{ Н}; \quad (3.3)$$

$$P_{\varphi 3} = 2(0,4 \cdot 17812)_{min} = 14250 \text{ Н}; \quad (3.4)$$

$$P_{\varphi 4} = 2(0,8 \cdot 17812)_{min} = 28500 \text{ Н}. \quad (3.5)$$

Виходячи з отриманих результатів будуємо графік (3.6).



- 1 – максимальна сила тяги P_φ за умовами максимального зчеплення $\varphi=0,8$;
 2 – зміна граничної сили тяги за умовами реалізації мінімального крутного моменту на відстаючому колесі

Рисунок 3.6 - Співвідношення граничних сил тяги, які реалізуються за умовами зчеплення на колесах середнього моста

Аналіз отриманих залежностей на рисунку (3.6) дає можливість розуміти в скільки разів змінюється гранична сила тяги при зміні умов зчеплення і відповідно з цим в скільки разів може зростати швидкісний параметр які навантажує головну передачу з шестернями диференціала.

3.3 Розгляд складових розрахунку на не руйнування зубчастих передач при контактних напруженнях

Для проведення попередніх розрахунків пропонується обрати другу пару шестерень подвійної головної передачі, наприклад середнього моста

автомобіля, кінематична схема якої наведена на рисунку 3.4. Таким чином предметом розрахунків є пара яка позначена букву А.

Розрахунки виконуються у відповідності з методикою, яка наведена у роботі [9].

1. Визначають розрахункове контактне напруження

$$\sigma_{кр} = 1,15(N_{ц})^{0,5k_m} \sqrt{\frac{0,1M_1(i+1)K_{н.р.н.}K_d}{h_c b d_1^2 i}}, \quad (3.6)$$

де $N_{ц}$ - розрахункова кількість циклів напруження зуба;

k_m – коефіцієнт, що залежить від твердості зуба і кількості циклів навантаження;

M_1 – розрахунковий крутний момент, що передається шестернею, Н*см;

i – передаточне число зубчастої пари;

$K_{н.р.н.}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження вздовж ширини зуба;

K_d – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження в зачепленні;

h_c – статистичний коефіцієнт;

b – робоча ширина зуба;

d_1 – діаметр ділительного кола колеса, см.

Знаходження розрахункової кількості циклів навантаження;

$$N_{ц} = 60nT_{p\gamma_j} \quad (3.7)$$

$T_{p\gamma_j}$ – гамма-відсотковий ресурс, год.;

Знаходження значень коефіцієнтів h_c і k_m . Вони залежать від твердості поверхні зуба і кількості циклів навантаження. Визначаються за таблицею 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнтів h_c і k_m

Твердість поверхні зуба за Бринеллем	Зона кількості циклів навантаження на зуб	h_c	k_m
$HB \leq 350$	$0 < N_{\text{ц}} \leq 3 \cdot 10^7$	0,716	3,00
$HB \leq 350$	$3 \cdot 10^7 < N_{\text{ц}} \leq 1,5 \cdot 10^8$	0,014	0,957
$HB \leq 350$	$10^6 < N_{\text{ц}} \leq 10^8$	$0,393\sqrt{HRC32}$	3,0

Коефіцієнт $K_{\text{н.р.н.}}$ визначається за формулою:

$$a_n = b/d_1 ; \quad (3.8)$$

де b – робоча ширина зуба;

d_1 – діаметр ділильного кола шестерні, см.

Коефіцієнт K_d визначається за формулами зазначеними в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Формули для визначення коефіцієнтів K_d

Твердість поверхонь зубів шестерень і коліс	Жорстко зв'язані з шестернею масивні деталі	
	відсутні	с
$\overline{HB_1} \leq 350$	$K_d = 1 + 0,6n_3$	$K_d = 1 + 1,2n_3$
$\overline{HB_2} \leq 350$		
$\overline{HB_1} > 350$	$K_d = 1 + 1,3n_3$	$K_d = 1 + 2,6n_3$
$\overline{HB_2} > 350$		

У таблиці n – частота обертів, хв^{-1} :

$$n = \frac{uV_k d_1 b}{0,1M_1} \sqrt{\frac{l}{i}}, \quad (3.9)$$

де u – коефіцієнт, що враховує ступінь точності за нормами плавності;

V_k – колова швидкість на діаметр ділильного кола, м/с;

d_1 – діаметр ділильного кола шестерні, см;

b – робоча ширина зуба, см;

M_1 – розрахунковий крутний момент, що передається шестернею, $H \cdot \text{см}$;

l – міжцентрова відстань, см;

i – передаточне відношення зубчастої пари.

Якщо коефіцієнт K_d , обчислений за формулами таблиці 3.10, перевищує максимальні значення, то в розрахунку слід брати $K_d = K_d^{max}$.

Коефіцієнт що враховує додаткові динамічні навантаження в зачепленні:

$$K_d^{max} = 1 + \frac{bd_1q}{M_1}, \quad (3.10)$$

де q – коефіцієнт, який визначають по таблиці 3.2.

Таблиця 3.3 – Усередненні коефіцієнти u і q для циліндричних передач

Ступінь точності за нормами плавності	u	q	Ступінь точності за нормами плавності	u	q
4	0,32	25	7	0,90	150
5	0,46	45	8	1,15	300
6	0,65	80	9	1,70	500

3.4 Висновки за розділом

Розглянуто загальні відомості про повнопривідний вантажний автомобіль ЗІЛ-131, технічні характеристики елементів конструкції трансмісії.

Визначено режими взаємодії ведучих коліс з опорною поверхнею за різними умовами зчеплення при реалізації крутного моменту, що підводиться.

На підставі розрахунку граничної сили тяги побудовані графіки співвідношень граничних сил тяги, які реалізуються за умовами зчеплення на колесах середнього моста.

Розглянуто складові розрахунку на не руйнування зубчастих передач при контактних напруженнях, що доцільно використовувати при більш поглиблених дослідженнях впливу силового та швидкісного параметрів навантаження за умовами холостого обертання силових валів.

4 АСПЕКТИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ – ПРОТОТИПУ

4.1 Загальні відомості про надійність механізмів та агрегатів трансмісії

Елементи передачі функціонують при високих ударних та вібраційних навантаженнях у широкому температурному діапазоні та в умовах підвищеної вологості з великим вмістом абразивних часток у навколишньому середовищі. Вплив трансмісії на надійність автомобіля значно змінюється залежно від її конструкції. Оптимально, відсоток відмов елементів трансмісії складає приблизно 30% від загальної кількості відмов автомобіля. Для вантажних автомобілів час простою, пов'язаний із виправленням відмов трансмісії, становить приблизно 67% від загального часу простою у ремонті [21]. З метою підвищення надійності, основні елементи трансмісії можна розподілити наступним чином: зчеплення - 43% загальної кількості відмов трансмісії, коробка передач - 35%, карданна передача - 16%, редуктор заднього мосту - 6%. В структурі трансмісії автомобіля входять такі основні елементи, як фрикційні муфти зчеплення, шестерні редуктори, гальмівні пристрої та приводи керування. Отже, режими роботи та тривалість служби трансмісії можуть бути вивчені окремо для кожного з вказаних елементів.

Фрикційні муфти зчеплення включають у себе фрикційні диски (наприклад, бортові фрикціони бульдозерів або муфти зчеплення трансмісій вантажних машин) як основні робочі елементи. Високі коефіцієнти тертя дисків ($\mu = 0,18-0,20$) призводять до значного буксування. Це спричинює інтенсивне зношування дисків, при якому механічна енергія перетворюється в тепло. Температура деталей може сягати 120-150° С, а поверхонь дисків тертя - 350-400°С. Фрикційні муфти найчастіше виявляються найменш надійним елементом силової передачі. Тривалість служби дисків тертя значно залежить від дій водія, якості регулювання, технічного стану механізму та режимів роботи. Температура тертьових поверхонь суттєво

впливає на інтенсивність зношування елементів машин. Процес тепловироблення при терті дисків муфти зчеплення може бути приблизно описаний наступним виразом:

$$QT = (M t/2E)(w_D - w_T), \quad (4.1)$$

де QT – кількість тепла, що виділяється при буксуванні;

M – момент, переданий муфтою;

t – час буксування;

w_D, w_T – кутова швидкість, відповідно, ведучих і відомих деталей;

E – механічний еквівалент тепла.

Під час різкого відпускання педалі зчеплення (мінімальної тривалості включення) обертаючий момент на веденому валу муфти може значно перевищити теоретичне значення моменту двигуна за рахунок кінетичної енергії обертових мас. Цю можливість передачі такого моменту пояснює збільшенням коефіцієнта запасу зчеплення, яке виникає внаслідок підсумовування сил пружності пружин натискного диска та сили інерції маси рухаючогося натискного диска, що рухається поступально. Динамічні навантаження, що виникають в таких умовах, часто призводять до пошкодження робочих поверхонь фрикційних дисків, що негативно впливає на довговічність муфти зчеплення.

Щодо зубчастих редукторів, умови їхньої роботи в транспортних засобах характеризуються великими навантаженнями та широкими діапазонами зміни навантажувальних і швидкісних режимів. Швидкість зношування зубів шестерень коливається в значних межах, наприклад, для зубчастих коліс горизонтального вала реверсивного механізму вона становить від 0,18 до 2,4 мкм/год, а для шестірень коробки передач - від 0,4 до 1,3 мкм/год. Граничне зношування зубів шестірень вважається в межах 0,12-0,3 модулі.

Місця рухомого з'єднання валів з підшипниками ковзання (шейки) та шліцьові ділянки валів на редукторах найбільш інтенсивно піддаються зношуванню. Також важливими факторами зношування є наявність абразиву та усталостне викрашування для зубів шестірень і підшипників ковзання, а також наявність абразиву для шийок валів та ущільнювальних пристроїв, і пластичне деформування для шліцьових ділянок валів. Середні терміни служби зубчастих коліс становлять від 4000 до 6000 годин.

Інтенсивність зношування редукторів визначається такими експлуатаційними факторами, як швидкісні та навантажувальні режими роботи, температурний режим, якість мастильного матеріалу та наявність абразивних часток у навколишньому середовищі. Ресурс коробки передач і головного редуктора залежить від частоти обертання валу двигуна.

4.2 Класичні підходи щодо оцінки надійності трансмісії автомобіля

В роботі, була поставлена мета, визначити безвідмовність елементів конструкції трансмісії вантажних автомобілів, які працюють в складних умовах експлуатації. Для досягнення мети, було проведено іспити транспортних засобів, в ході яких виявили, що в 33-х вантажних автомобілях було виявлено 310 несправностей в елементах трансмісії, загалом в: зчепленні, КПП, карданних валах, роздавальній коробці, передньому та задніх мостах.

На етапі емпіричних обчислень, було визначено чисельні показники безвідмовності, шляхом знаходження частоти відмов (W_i), імовірності відмов ($F(I_i)$), імовірності безвідмовної роботи ($R(I_i)$), щільності можливих відмов ($f(I_i)$), за наступними виразами (4.2 – 4.5):

$$W_i = \frac{m_i}{n}; \quad (4.2)$$

$$F(I_i) = \frac{m(I_i)_i}{n}; \quad (4.3)$$

$$R(I_i) = 1 - F(I_i); \quad (4.4)$$

$$f(I_i) = \frac{w_i}{\Delta I}; \quad (4.5)$$

де m_i – кількість відмов в інтервалі;

n – загальна кількість відмов;

I_i – середина інтервала, км;

ΔI – довжина інтервала, км.

Останнім етапом було визначено закони розподілу на підставі визначення коефіцієнтів варіації за формулами (4.6 – 4.8) для кожного елемента трансмісії та графічного зображення емпіричних обчислень у вигляді функціональної залежності $y = f(I_i)$:

$$V_i = \frac{\sigma_i}{I_i}, \quad (4.6)$$

де σ_i – середньоквадратичне відхилення напрацювання на відмову, км;

I_i – середнє напрацювання на відмову, км.

I_i та σ_i визначаються за формулами:

$$I_i = \frac{I_1 + I_2 + \dots + I_n}{n} \quad (4.7)$$

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - I_i)^2}{n-1}}. \quad (4.8)$$

Після проведення дослідження, автори роботи на основі аналізу 310 відмов і середніх наробіток на відмову для кожного елемента були виведені закони розподілу безвідмовності. Експоненційний закон розподілу характерний для зчеплень, карданних валів, передніх і задніх мостів, а також для роздавальних коробок передач. Коробки перемикання передач демонструють близькість до розподілу Вейбулла. Числові значення коефіцієнтів варіації для кожного елемента трансмісії були визначені, відображаючи ступінь варіації в даних. Ці висновки можуть бути використані для подальшого покращення надійності трансмісії вантажних автомобілів, особливо в поганих умовах експлуатації.

4.3 Побудування структурної моделі трансмісії та попереднє визначення норми її надійності

Визначення норми надійності виконано на підставі методики яка наведена у документі [10].

Для розрахунків норми надійності трансмісії використані наступні показники:

- моторесурс до першого капітального ремонту M ;
- вірогідність безвідмовної роботи $R(t)$;
- середнє напрацювання повністю T_m ;
- інтенсивність (небезпека) відмов $\lambda(t)$;
- термін служби до списання або призначений термін служби $T_{\text{служ.}}(t_0)$;

Знання і дотримання цих норм надійності дозволяє забезпечити і норми надійності елементів, що входять в структуру транспортної системи:

- вірогідність безвідмовної роботи R_i ;
- інтенсивність відмов λ_i ;

- середнє напрацювання повністю T_m^i ;
- ресурс M_i .

Визначення норм надійності для систем автомобіля та її елементів виконується за допомогою спрощених аналітичних методів розрахунку.

Для аналітичного розрахунку нормативів безвідмовності систем автомобіля або їх елементів треба задаватися рівнем вірогідності безвідмовної роботи для певного напрацювання $R(t)$. Для того, щоб не допустити нереального нормування надійності, виконують і аналізують декілька варіантів його розрахунку.

З урахуванням таких підходів можливі два принципово відмінні варіанти аналітичних розрахунків норм надійності:

- за нормою для $R(t_0)$ і значення t_0 відшуковують інші норми для двигуна (T_m, λ) і його елементів (T_m^i, λ_i, R_i) ;

- за нормою $R(t_0)$ для системи і нормативом для елементу λ_i відшуковують інші норми для системи (T, λ) і його елементів (T_m^i, λ_i, R_i) .

Перший варіант розрахунку норм надійності даної транспортної системи полягає в наступному.

Задані: кількість елементів N ; норма надійності $R(t_0)$; призначений ресурс t_0 для даної системи транспортного засобу.

Якщо вважати, що система складається тільки з послідовно сполучених елементів, то це, по-перше, простіше, а по-друге, це дає мінімум R_i , що дозволяє призначати норму з гарантією.

За умови, що всі елементи системи рівнонадійні, то за теоремою множення вірогідності отримуємо умову безвідмовності з вірогідністю $R(t_0)$:

$$\prod_{i=1}^N R_i \geq R(t_0), \quad (4.9)$$

$$R_i^N \geq R(t_0), \quad (4.10)$$

$$R_i \geq \sqrt[N]{R(t_0)}. \quad (4.11)$$

При експоненціальному розподілі, оскільки $\lambda = \text{const}$ і однакова для елементів системи, вірогідність безвідмовної роботи елементу визначається як:

$$R_i \geq \exp(-\lambda_i t_0) = \exp\left(-\frac{\lambda}{N} t_0\right), \quad (4.12)$$

де: $\lambda_i \leq \lambda/N$ – максимально допустима небезпека відмови для елементу або норма інтенсивності відмови для елементу.

Величину λ розраховують за формулою для всього діапазону часу $(0 - t_0)$:

$$\lambda = -\frac{\ln[R(t_0)]}{t_0} = \text{const}. \quad (4.13)$$

Якщо до складу i -ї елементу входить f_i компонентів, то, виходячи з їх рівнонадійності, для компонентів норму небезпеки (інтенсивності) відмов визначають як:

$$\lambda_{fi} \leq \frac{\lambda_i}{f_i}. \quad (4.14)$$

Норма для середнього напрацювання повністю обчислюється по формулі

$$T_m = \frac{1}{\lambda}. \quad (4.15)$$

Потім визначають і норми середніх напрацювань на відмову для елементів:

$$T_{mi} = \frac{1}{\lambda_i}. \quad (4.16)$$

Другий варіант розрахунку норм надійності даної транспортної системи полягає в наступному.

Задаються N і $R(t_0)$, а також норма надійності елементів λ_i .

Норматив для інтенсивності відмов системи визначиться як:

$$\lambda = N\lambda_i. \quad (4.17)$$

Далі уточнюється призначений ресурс:

$$t_0 = -\frac{\ln[R(t_0)]}{\lambda}. \quad (4.18)$$

Потім використовуються формули 4.12, 4.14, 4.16.

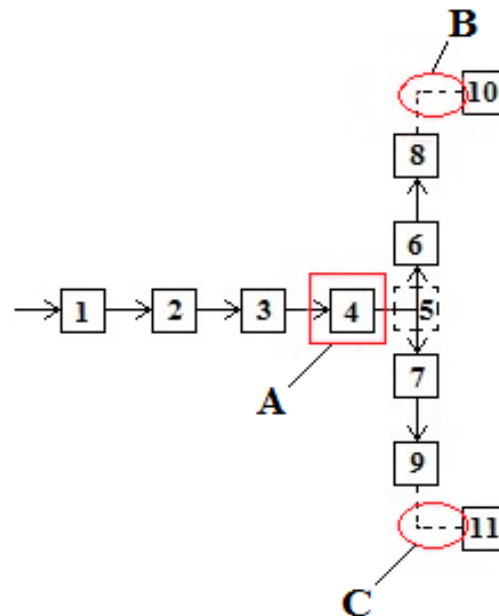
Зручнішим є другий варіант розрахунку норм надійності систем, оскільки усувається можливість нереального нормування рівня надійності систем, коли для реалізації норм надійності власне систем треба забезпечувати надвисокі нормативи безвідмовності його елементів. Доцільніше при призначенні норм надійності йти від реальних норм надійності елементів системи, що дозволяє виконувати другий варіант розрахунку.

Виходячи з наведеного представляється можливим здійснити розрахунки за апріорними вихідними даними:

- вірогідність безвідмовної роботи розглядається на трьох рівнях $R(t_0)$
 $= 0,7 - 0,9$;

- ресурс до руйнування слабкої кінематичної ланки (зуб'я циліндричної передачі) розглядається на трьох рівнях $t_0 = 1000 - 3000$ год.

- кількість елементів надійності N визначається за структурною моделлю трансмісії, яка наведена на рисунку, яка складена на підставі кінематичної схеми трансмісії автомобіля-прототипу. При цьому для спрощення розглядається тільки її частина від роздавальної коробки до опорної поверхні коліс середнього моста.



1 – роздавальна коробка; 2 – карданний вал; 3 – конічна пара головної передачі; 4 – циліндрична пара головної передачі; 5 – диференціал; 6, 7 – півосі; 8, 9 – колесо; 10, 11 – опорна поверхня; А – складові процесу не руйнування зубів шестерень; В – коефіцієнт зчеплення лівого колеса з опорною поверхнею; С – коефіцієнт зчеплення правого колеса з опорною поверхнею.

Рисунок 4.1 – Структурна схема надійності фрагмента трансмісії автомобіля

Виходячи з побудованої структурної моделі, загальна кількість елементів надійності $N = 11$, а за умовами зчеплення та можливими режимами руху які описані пункті (3.1.2) буде змінюватись від 9 до 11.

На підставі зазначеного розрахунки складових норм і надійності будуть мати наступний вигляд.

При $N = 11$, $R(t_0) = 0,7$ та $t_0 = 1000$ год. показники надійності будуть мати значення:

При $R(t_0) = 0,7$;

$$\lambda_{0,7} = -\frac{\ln[0,7]}{1000} = 3,56 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}; \quad (4.19)$$

$$\lambda_{0,7} = -\frac{\ln[0,7]}{1500} = 2,37 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}; \quad (4.20)$$

$$\lambda_{0,7} = -\frac{\ln[0,7]}{3000} = 1,18 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}. \quad (4.21)$$

При $R(t_0) = 0,8$;

$$\lambda_{0,8} = -\frac{\ln[0,8]}{1000} = 2,23 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}; \quad (4.22)$$

$$\lambda_{0,8} = -\frac{\ln[0,8]}{1500} = 1,48 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}; \quad (4.23)$$

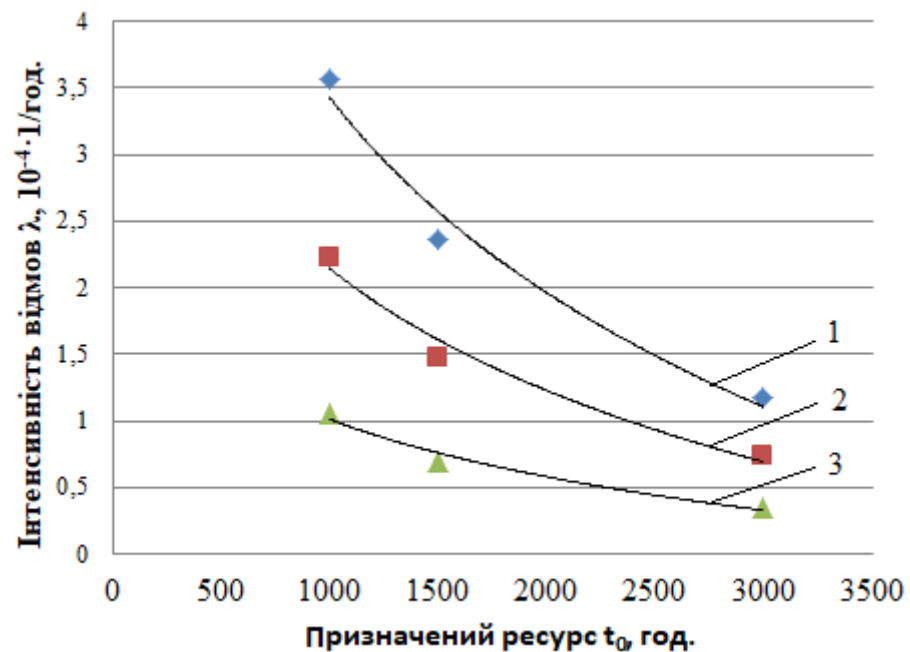
$$\lambda_{0,8} = -\frac{\ln[0,8]}{3000} = 0,74 \cdot 10^{-4}, \text{ 1/год.}. \quad (4.24)$$

При $R(t_0) = 0,9$;

$$\lambda_{0,9} = -\frac{\ln[0,9]}{1000} = 1,05 \cdot 10^{-4}, 1/\text{год.}; \quad (4.25)$$

$$\lambda_{0,9} = -\frac{\ln[0,9]}{1500} = 0,7 \cdot 10^{-4}, 1/\text{год.}; \quad (4.26)$$

$$\lambda_{0,9} = -\frac{\ln[0,9]}{3000} = 0,35 \cdot 10^{-4}, 1/\text{год.}. \quad (4.27)$$



1 – при $R(t_0) = 0,7$; 2 – при $R(t_0) = 0,8$; 3 – при $R(t_0) = 0,9$.

Рисунок 4.2 – Зміна інтенсивності відмов в залежності від призначеного ресурсу при різних вірогідностях

Із залежностей приведених на рисунку 4.2 слідує що при збільшенні прогнозованого ресурсу інтенсивність відмов падає і при $t_0 = 3000$ год. мінімальне значення інтенсивності має місце при вірогідності 0,9.

Також для розглядаємого фрагмента трансмісії до норми надійності слід визначити норму середнього напрацювання. Воно визначається за виразом (4.15). Тоді на підставі визначених інтенсивностей, середнє напрацювання будуть мати значення, таблиця 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахункові середні напрацювання, T_m

$R(t_0)$	t_0 , год.		
	1000	1500	3000
0,7	2808	4219	8474
0,8	4484	6750	13510
0,9	9523	14285	28571

Із таблиці слідує, що середнє напрацювання може збігатися з призначеним терміном служби $T_m \rightarrow t_0$ при $R(t_0) = 0,7 - 0,8$ за умовами, що $t_0 = 1000 - 1500$ год..

Виходячи з цього, більш висока вірогідність безвідмовної роботи з відповідними значеннями напрацювання є нереальною. Тому для подальшого розрахування складових норми надійності для окремих елементів структурної схеми, яка наведена на рисунку 4.1 доцільно обрати середні значення рівня вірогідності $R(t_0) = 0,75$ для напрацювання $t_0 = 1250$ год..

Тоді вірогідність безвідмовної роботи кожного з елементів розробленої схеми 4.1 визначиться за виразом(4.2)

Оскільки попередньо визначені середні можливі t_0 , то для них інтенсивність відмов цієї системи буде мати значення:

$$\lambda_{cp} = \frac{1}{\frac{1}{3}(T_{m0,7}^{1000} + T_{m0,8}^{1000} + T_{m0,9}^{1000})} = \frac{1}{\frac{1}{3}(2808 + 4219 + 4484)} = \frac{1}{3837} = 2,99 \cdot 10^{-4} \text{ 1/год.}; \quad (4.28)$$

$$R_{i_1} = \exp\left(\frac{\lambda_{cp}}{N} t_0\right) = \exp\left(-\frac{2,99 \cdot 10^{-4}}{9} \cdot 1250\right) = 0,95; \quad (4.29)$$

$$R_{i_2} = \exp\left(-\frac{2,99 \cdot 10^{-4}}{10} \cdot 1250\right) = 0,963; \quad (4.30)$$

$$R_{i_3} = \exp\left(-\frac{2,99 \cdot 10^{-4}}{11} \cdot 1250\right) = 0,966. \quad (4.31)$$

Загальний вигляд отриманих даних визначено по рисунку 4.3

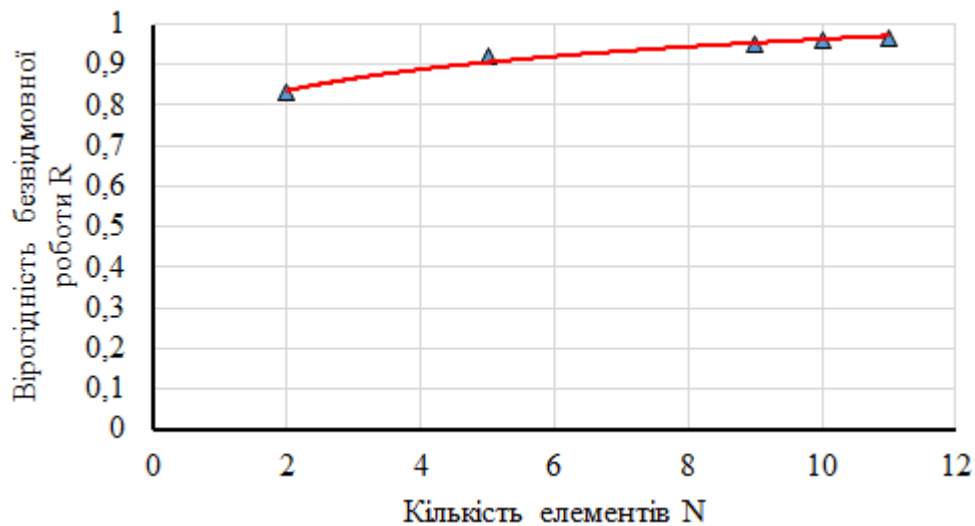


Рисунок 4.3 – Значення вірогідності безвідмовної роботи елемента надійності розрахункової схеми в залежності від загальної кількості елементів

Аналіз інформації приведеної на рисунку 4.3 дає можливість зрозуміти чисельне значення вірогідності безвідмовної роботи фрагмента структурної схеми надійності. Виходячи із зазначеної кількості елементів надійності, яка приведена на рисунку 4.1 середнє статистичне значення вірогідності буде дорівнювати 0,955.

Таким чином вище викладене дає можливість зрозуміти у попередньому наближенні чисельні значення показників норми надійності фрагмента трансмісії автомобіля, який досліджується у роботі.

4.4 Висновки за розділом

Розглянуто відомості про надійність механізмів та агрегатів трансмісії. Особливу увагу приділено зносу фрикційних муфт зчеплення та процесу тепловироблення при терті її дисків і які динамічні явища виникали при цьому процесі. Щодо зубчастих редукторів, умови їхньої роботи в транспортних засобах характеризуються великими навантаженнями та широкими діапазонами зміни навантажувальних і швидкісних режимів.

Визначено підходи і методи оцінки надійності трансмісії автомобіля. Проаналізовано виявлені в ході експлуатації повнопривідних вантажних автомобілів несправності в елементах конструкції трансмісії на підставі яких були виведені закони розподілу безвідмовності.

Побудовано структурну модель надійності фрагмента трансмісії автомобіля та попередньо розраховано норму надійності.

ВИСНОВКИ

В роботі розглянуто методологічні аспекти проведення досліджень спрямованих на визначення закономірностей зміни параметрів силового та швидкісного навантаження складових трансмісій автомобіля.

За окремими аспектами досліджено вплив умов зчеплення ведучих коліс вантажного автомобіля під час його експлуатації на параметри процесів навантаження та надійність елементів конструкції трансмісії вантажного повнопривідного автомобіля.

Приділена увага безпосередньо процесу передачі потужності до ведучих коліс автомобіля при зміні режимів їх буксування за умовами зчеплення та впливу умов їх зчеплення з опорною поверхнею на показники норми надійності.

Під час вирішення позначених завдань дослідження використанні такі методи як збір, аналіз та обробка інформаційних джерел, розрахунок технічної системи на надійність, графоаналітичне моделювання розподілу параметрів потужності.

Отримано графічна картина співвідношень граничних сил на прикладі тяги ведучого середнього моста вантажного автомобіля, що дає можливість розуміти в скільки разів змінюється гранична сила тяги при зміні умов зчеплення за коефіцієнтом $\varphi = 0,2 - 0,4$ і відповідно з цим в скільки разів може зростати швидкісний параметр який навантажує шестерні головної передачі і диференціала. Це збільшення складає відповідно в 1,8 рази при $\varphi = 0,4$, в 3,7 рази при $\varphi = 0,2$.

Визначено, що при збільшенні прогнозованого ресурсу та максимального рівня вірогідності безвідмовної роботи інтенсивність відмов для фрагмента досліджуваної структурної моделі падає, і при ресурсу $t_0=3000$ год. має мінімальне значення.

Визначено, що середнє напрацювання фрагмента трансмісії за розробленою структурною схемою може збігатися з призначеним терміном служби $T_m \rightarrow t_0$ при $R(t_0) = 0,7 - 0,8$ за умовами, що $t_0 = 1000 - 1500$ год. При цьому встановлено, що більш висока вірогідність безвідмовної роботи з відповідними значеннями напрацювання є нереальною.

Запропоновано для розрахування складових норми надійності для окремих елементів розробленої структурної схеми, обрати середні значення рівня вірогідності $R(t_0) = 0,75$ для напрацювання $t_0 = 1250$ год. При цьому встановлено, що середнє статистичне значення вірогідності безвідмовної роботи елемента надійності розробленої структурної схеми буде дорівнювати $R_i = 0,955$.

Напрямок подальших досліджень вважається уточнення значень показників норми надійності з урахуванням побудування складових розгалуження потоків потужності які розподіляються за послідовно-паралельним способом між ведучими колесами.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учебное пособие для специальности «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Высшая школа, 1985. – 240 с.
2. Артюх О. М. Дослідження та випробування технічних систем: конспект лекцій для студентів спеціальності 133 "Колісні та гусеничні транспортні засоби" / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина; ЗНТУ. – 2-га частина. – Запоріжжя : 2019. – 46 с.
3. Артюх О. М. Дослідження та випробування технічних систем: конспект лекцій для студентів спеціальності 133 "Колісні та гусеничні транспортні засоби" / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина; ЗНТУ. – 3-тя частина. – Запоріжжя : 2019. – 58 с.
4. Богородский А.В., Таланов А. Ю., Ветюгов А. В. Автомобиле- и тракторостроение: навчальний посібник. Кинешме : ГОУ МГИУ, 2010. 327 с.
5. Дослідження навантаження трансмісійного зчипнику автомобіля [Електронний ресурс] // Національний університет «Львівська політехніка». - Режим доступу:
<https://sci.ldubgd.edu.ua/bitstream/123456789/3649/1/%D0%97%D1%87%D1%96%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA.pdf> (дата звернення: 12.10.23). - Назва з екрана.
6. Дослідження динамічного навантаження деталей трансмісії транспортного засобу при моделюванні дорожнього впливу в умовах експлуатації [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://cyberleninka.ru/article/n/doslidzhennya-dinamichnogo-navantazhennya-detaley-transmisiyi-transportnogo-zasobu-pri-modelyuvanni-dorozhnogo-vplivu-v-umovah/viewer> (дата звернення: 15.10.23). - Назва з екрана.

7. Дослідження динамічного навантаження деталей трансмісії транспортного засобу в умовах експлуатації [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://cyberleninka.ru/article/n/do-pitannya-doslidzhennya-dinamichnogo-navantazhennya-detaley-transmisiyi-transportnogo-zasobu-v-umovah-ekspluatatsiyi/viewer> (дата звернення: 15.10.23). – Назва з екрана.

8. Кошкин Э.В. Автомобиль ЗИЛ-131Н и его модификации / Э.В. Кошкин; Московский автомобильный завод имени И.А. Лихачева. – Москва : 1988. – 327 с.

9. Кубіч В.І. Основи міцності та довговічності автомобіля: методичні вказівки для студентів спеціальності 8.090211 «Колісні та гусеничні транспортні засоби» / В.І. Кубіч, О.С. Слюсаров ; ЗНТУ – Запоріжжя : 2008.- 54 с.

10. Кубіч В.І. Прогнозування надійності та довговічності транспортних засобів: методичні вказівки для студентів «магістр» спеціальності 8.05050305 «Колісні та гусеничні транспортні засоби». / В.І. Кубіч; ЗНТУ – Запоріжжя : 2014.-78 с.

11. Кубіч В. І. Трансмісія колісних автомобілів і гусеничних машин : навчальний посібник./ В.І. Кубіч; НУ «Запорізька політехніка» – Запоріжжя : 2022. – 408 с.

12. Концепція забезпечення ефективності і контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://api.dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/6fd3aa6d-afe7-475e-8d80-e22f9124b415/content> (дата звернення: 22.11.23). – Назва з екрана.

13. Оцінка динамічної навантаженості гусеничних машин та шляхи підвищення їх надійності [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://repo.btu.kharkov.ua/bitstream/123456789/7803/1/aref_khvorost.pdf (дата звернення: 08.11.23). – Назва з екрана.

14. Особливості навантаження вальниць коробок передач автомобілів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://vlp.com.ua/files/11_40.pdf (дата звернення: 12.10.23). – Назва з екрану.

15. Оцінка потужності механічних втрат у двигуні, трансмісії та колесах автомобіля на стенді з біговими барабанами. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://vmt.vntu.edu.ua/index.php/vmt/article/view/259> (дата звернення: 01.12.23). – Назва з екрану.

16. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля [Електронний ресурс]. // Repository BNTU. – Режим доступу: https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/4974/Opredelenie_dinamicheskikh_nagruzok_v_transmissii_avtomobilya.pdf?sequence=1&isAllowed=y (дата звернення: 17.10.23). – Назва з екрана.

17. Підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідних колісних засобів транспорту [Електронний ресурс]. - Режим доступу: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_Vchena_rada/VR_64_059_02/aref_Potapov.pdf (дата звернення: 11.10.23). – Назва з екрана.

18. Підвищення стійкості, керованості і функціональної стабільності легкових автомобілів при службових гальмуваннях [Електронний ресурс]. - Режим доступу: https://repo.btu.kharkov.ua/jspui/bitstream/123456789/7799/1/aref_Turenko.pdf (дата звернення: 17.11.23). – Назва з екрана.

19. Підвищення рухливості військових колісних машин шляхом застосування міжколісних диференціалів з гідростатичним блокуванням без фрикційних дисків [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/fc18a71e-b1ea-4316-9d55-b94313a81a7c> (дата звернення: 18.11.23). – Назва з екрана.

20. Розвиток методів розрахунку систем “двигун-трансмісія” автомобілів і тракторів [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

<https://www.kpi.kharkov.ua/archive/phd/abstract/2006/%D0%A0%D0%BE%D0%B3%D0%BE%D0%B2%20%D0%90.%D0%92.%20%20.pdf> (дата звернення: 03.11.23). – Назва з екрана.

21. Серода Б.П. Надійність вузлів автомобілів: методичні вказівки для здобувачів вищої освіти зі спеціальності 274 "Автомобільний транспорт" / Б.П. Серода; ДДТУ. – Кам'янське : 2022 р. – 12 с.