

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення конструкції ведучих мостів вантажного автомобіля
Renault Premium 2000 з дослідженням механо-хімічних процесів в
металоплакуючих мастильних середовищах вузлів трибо спряжень автомобіля

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МАм-62
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Володимир
МЕТЕЛЬСЬКИЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Андрій ГУПКА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Роман ХОРОШУН

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Автомобілів

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Цьонь О.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«11» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

студенту Метельському Володимирі Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення конструкції ведучих мостів вантажного автомобіля Renault Premium 2000 з дослідженням механо-хімічних процесів в металоплакуючих мастильних середовищах вузлів трибо спряжень автомобіля

Керівник роботи Гупка А.Б., к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом ректора від «12» листопада 2024 року № 4/7-1088.

2. Термін подання студентом завершеної роботи 22 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи Складальне креслення ведучого моста вантажного автомобіля Renault Premium 2000. Технологічний процес ремонту ведучого моста

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

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

Гідравлічний двоплунжерний підйомник 1 лист – А1

Стенд для збирання заднього моста з ресорами 1 лист – А1

Стенд для ремонту редуктора заднього моста 1 лист – А1

Кришка 1 лист – А1

Платформа 1 лист – А1

Зміна маси пластичних мастильних матеріалів. Вплив вологості на зміну характеристик мастил 1 лист – А1

Тяговий розрахунок транспортного засобу 2 лист – А1

РЕФЕРАТ

Ведучі мости є важливими компонентами у вантажних автомобілях підвищеної прохідності, впливаючи на їх здатність долати складні ділянки місцевості. Розробка більш досконалих конструкцій може значно покращити характеристики прохідності, керованості та безпеки автомобілів Renault Premium 2000, що особливо важливо у екстремальних умов експлуатації.

Матеріали магістерської кваліфікаційної роботи представлені у п'яти розділах, які пов'язані між собою і розкривають тему магістерської роботи. В структуру роботи входять також реферат, вступ, висновки і список використаних джерел технічної та патентної інформації. Графічна частина кваліфікаційної роботи представлена на 8 аркушах формату А1.

Метою кваліфікаційної роботи на тему «Удосконалення конструкції ведучих мостів вантажного автомобіля Renault Premium 2000 з дослідженням механо-хімічних процесів в металоплакуючих мастильних середовищах вузлів трибо спряжень автомобіля» являється розробка і впровадження прогресивної конструкції ведучого моста вантажного автомобіля Renault Premium 2000 підвищеної прохідності, що дозволить підвищити безпеку руху при його експлуатації, надійність та прохідність, конкурентоспроможність на ринковому сегменті автомобілів.

Згідно мети та завдань на проектування в магістерській роботі проведено ряд комплексних досліджень по вдосконаленню конструкції вузла ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000: аналіз конструкцій задніх мостів, в тому числі, застосовуваних на вантажних автомобілях підвищеної прохідності; формування пропозицій по розробці конструкції ведучого моста для автомобіля Renault Premium 2000; проведення необхідних конструкторських розрахунків; розробка необхідних технологічних операцій складання вузла ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000; проведення наукових досліджень по впливу металоплакуючих мастильних матеріалів на зносостійкість трибо спряжень автомобіля; розробка вимог щодо техніки безпеки при організації та проведенню складальних робіт; висновки по результатах виконаних робіт.

По результатах науково-дослідних робіт підтверджено ефективність

використання металоплакуючих мастил для підвищення зносостійкості деталей пар тертя автомобіля. Визначено оптимальні значення параметрів концентрації та дисперсності порошків м'яких металів, які вводяться в базове мастило. Визначено діапазон оптимальних значень трибо технічних параметрів від величини силових навантажень.

Таким чином, тема кваліфікаційної роботи є актуальною і значущою як з точки зору технологічного розвитку і економічної ефективності, так і в контексті задоволення сучасного попиту на вантажні автомобілі підвищеної прохідності та відповідності вимогам, які пред'являються до сучасних транспортних засобів.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ЗМІСТ	6
ВСТУП	8
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	10
1.1 Аналіз конструкцій ведучих мостів вантажних автомобілів	10
1.2 Аналіз конструкцій ведучих мостів серійних транспортних засобів	12
1.3 Огляд технічної літератури по тематиці магістерської роботи	19
1.4 Вибір конструкції ведучого моста для подальшого вдосконалення	22
1.5 Обґрунтування вибору конструкторського рішення підвіски моста	23
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	25
2.1 Тяговий розрахунок вантажного автомобіля	25
2.1.1 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики автомобіля	25
2.1.2 Розрахунок сили тяги на ведучих колесах автомобіля	31
2.2 Розрахунок потужності на колесах автомобіля	33
2.3 Динамічна характеристика автомобіля	36
2.4 Прискорення автомобіля на передачах	36
2.5 Час і шлях розгону автомобіля	37
2.6 Розрахунок паливно-економічної характеристики	38
2.7 Розробка технологічного процесу складання маточини ведучого моста автомобіля	42
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	45
3.1 Порядок розрахунку передавальних чисел для редуктора ведучого моста автомобіля	45
3.2 Розрахунок геометричних параметрів для конічної одноступінчастої головної передачі автомобіля	46
3.3 Вибір диференціальної передачі для ведучого моста автомобіля	49
3.4 Розрахунок осей приводу ведучих коліс	50
3.5 Вибір устаткування для розбирання редукторів задніх мостів	50

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	57
4.1 Аналіз фізичних процесів в зоні фрикційного контакту при використанні металоплакуючих мастил	57
4.2 Дослідження триботехнічних характеристик металоплакуючих мастил	60
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66
5.1 Заходи щодо зниження професійних ризиків	66
5.2 Забезпечення пожежної безпеки технічного об'єкта	68
5.3 Оцінка стійкості механічного цеху машинобудівного підприємства до дії ударної хвилі ядерного вибуху	72
5.4 Оцінка стійкості роботи механічного цеху до впливу світлового випромінювання	73
5.5 Оцінка стійкості роботи механічного цеху до дії проникаючої радіації та радіоактивного зараження	74
ВИСНОВКИ	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку автомобільної промисловості постійно ведеться робота над удосконаленням технічних характеристик і функціональних можливостей вантажних автомобілів з метою підвищення їх ефективності, комфортності і безпеки експлуатації. Одним з ключових напрямів розвитку є створення та впровадження ведучих мостів нової конструкції, здатних забезпечити більш високу прохідність і вантажопідйомність транспортного засобу на різних типах доріг.

Одним з ключових елементів, які визначають прохідність і експлуатаційні характеристики автомобілів підвищеної прохідності, є ведучі мости. Від їх конструкції залежить здатність автомобіля долати складні ділянки місцевості, включаючи глибокий сніг, пісок, бруд і водні перешкоди. У умовах зростаючих вимог до надійності, довговічності і економічності автомобілів, розробка нових і удосконалення існуючих конструкцій ведучих мостів стає особливо актуальним завданням.

Метою даної магістерської кваліфікаційної роботи є розробка конструкції ведучих мостів для автомобілів підвищеною прохідності Renault Premium 2000, які відповідатимуть сучасним вимогам щодо прохідності, надійності і економічності. У процесі виконання роботи будуть розглянуті сучасні підходи та технології, які застосовуються у автомобільній галузі, а також проведено аналіз існуючих конструкцій задніх мостів та виявлено їх основні недоліки. Окремо варто згадати, що розроблювана конструкція мостів може бути використана на автомобілях, що належать до категорії транспортних засобів великої вантажопідйомності, здатних перевозити великогабаритні вантажі масою більше 12 тонн, при сумарній масі біля 20 тонн.

Дані вантажні автомобілі мають значні габарити, що дозволяє їм перевозити великі обсяги вантажу. Великогабаритні транспортні засоби можуть мати 3 і більше осей, оснащені потужним двигуном, що сприяє рівномірному розподілу навантаження і підвищує стійкість автомобіля при русі і призначені для перевезення великогабаритних і важких вантажів на великі відстані.

Для досягнення поставленої мети при виконанні магістерської

кваліфікаційної роботи необхідно вирішити наступні завдання: провести аналіз сучасних конструкцій ведучих мостів вантажних автомобілів – переваги та недоліки, вибір об'єкту дослідження; комплексний аналіз експлуатаційних характеристик існуючих конструкцій ведучих мостів автомобілів сімейства Renault Premium 2000; розробка проектної документації для вдосконаленої конструкції ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000; комплекс конструкторських розрахунків по параметрах точності та міцності, кінематичних параметрів для запропонованої конструкції ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000;

Результати проведеного дослідження, їх аналіз, практична реалізація запропонованих технічних рішень із можливістю впровадження у реальне виробництво дозволять покращити технічні характеристики автомобілів з підвищеною прохідністю сімейства Renault Premium 2000, що сприятиме зміцненню їх позицій і підвищенню конкурентоспроможності. Впровадження нових конструктивних рішень також має важливе значення для розвитку вітчизняного автомобілебудування та науково-технічного прогресу в області транспортних технологій.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз конструкцій ведучих мостів вантажних автомобілів

Ведучі мости є одними з ключових вузлів вантажних автомобілів, які забезпечують передачу крутного моменту від двигуна до коліс і, отже, визначають їх тягово-динамічні характеристики та прохідність. Сучасні конструкції провідних мостів включають ряд елементів, таких як головна передача, диференціал, півосі та маточини коліс. У даній роботі проведено аналіз основних типів та особливості конструкцій ведучих мостів вантажних автомобілів, їх переваги та недоліки, а також напрямки їх розвитку.

Передній та задній провідні мости автомобіля це два основні компоненти підвіски вантажних автомобілів, які відповідають за передачу потужності від двигуна до передніх та задніх коліс відповідно. Нероз'ємні мости представляють собою цільну балку, сполучену з колесами, містить всередині головну передачу, і диференціал. Така конструкція забезпечує високу міцність і надійність, що робить її широко застосовуваною у вантажівках і автомобілях підвищеною прохідності. Перевагою нероз'ємних мостів є простота конструкції, висока міцність, низька вартість виробництва та обслуговування. До недоліків слід віднести обмежену плавність ходу і

обмежену маневреність, особливо на нерівній місцевості.

У системах незалежної підвіски колеса можуть рухатися відносно один одного, що забезпечує більш плавний хід і покращену керованість. Головна передача і диференціал розташовуються в окремому корпусі, а півосі передають крутний момент до коліс.

Перевагою подібної конструкції є покращена плавність ходу, найкраще зчеплення з дорогою, підвищена керованість. До недоліків незалежної підвіски відносяться складність конструкції, висока вартість виробництва та обслуговування, знижена вантажопідйомність порівняно з жорсткими мостами. Балансирні мости використовуються в автомобілях підвищеної прохідності і вантажівок. Вони дозволяють колесам однієї осі рухатися незалежно один від

одного, що покращує прохідність на складних ділянках місцевості.

Перевагою балансірних мостів є висока прохідність, покращена стійкість на нерівній поверхні. До недоліків відноситься складність конструкції, збільшення маси автомобіля.

Додатково до загальних вимог конструкції автомобіля з передніми керованими мостами ставляться спеціальні вимоги, відповідно до яких мости повинні: мати мінімальну масу, найменші габаритні розміри, високу жорсткість; забезпечувати стабільні кути установки керованих коліс і осей їх повороту.

Аналіз конструкцій ведучих мостів вантажних автомобілів показує, що розвиток технологій та матеріалів дозволяє значно покращувати їх експлуатаційні показники. Сучасні ведучі мости автомобілів стають більш міцними, легкими та надійними, що сприяє підвищенню прохідності і економічності вантажних автомобілів. Розробка нових конструкцій з урахуванням даних тенденцій є важливим завданням для підвищення конкурентоспроможності і ефективності автовиробників, таких як автомобілі RENAULT PREMIUM 2000. Конструкції різних типів мостів, описаних вище, представлені на рисунку 1.1.

Міст складається з головної передачі 1, диференціала 2 і приводу ведучих керованих коліс. Головна передача 1 і диференціал 2 мають таку саму конструкцію, як головна передача і диференціал заднього ведучого моста. Привід ведучих керованих коліс являє собою карданну передачу з карданными шарнірами рівних кутових швидкостей. Конструкція приводу ведучих керованих коліс залежить від типу їх підвіски. У вантажних автомобілів при незалежній підвісці коліс (рисунок 1.1, а, б) та нерозбірній балці ведучого моста у приводі коліс, застосовують карданні передачі з одним карданным шарніром рівних кутових швидкостей. Крутний момент до карданному шарніру підводиться від диференціала 2 внутрішньої півосі 3. Зовнішня піввісь 5 має фланець, від якого крутний момент передається на маточину 6 колеса автомобіля.

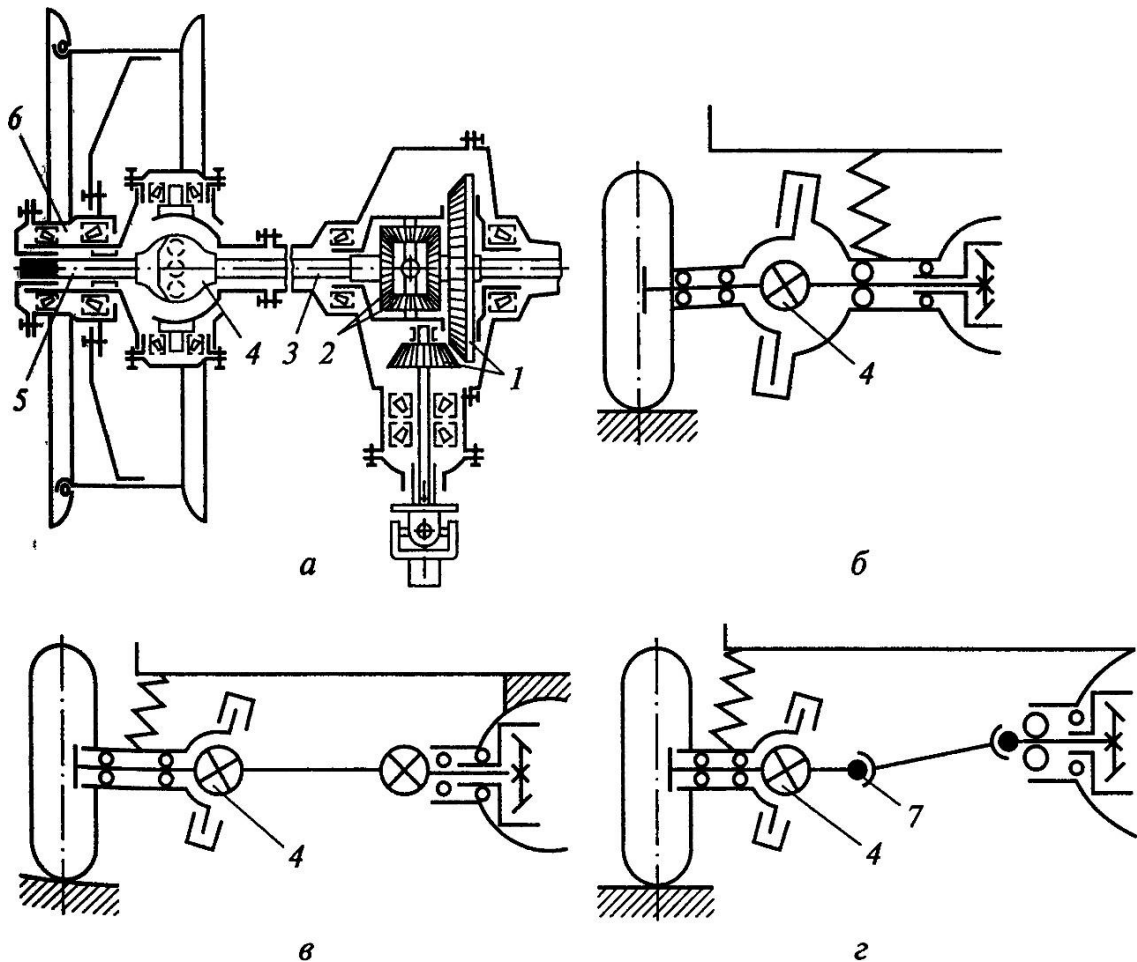


Рисунок 1.1 - Схема ведучого мосту вантажного автомобіля RENAULT PREMIUM 2000 (а) і приводу (б, в, г) коліс 1 – головна передача; 2 – диференціал; 3, 5 - півосі; 4, 7 – карданні шарніри; 6 – ступиця

Ступиця встановлена на поворотній цапфі надвох підшипниках, і півосях 3 і 5, які передають крутний момент. З точки зору спрощення конструкції при збереженні високої вантажопідйомності і високої міцності трансмісії автомобіля найбільш прийнятною буде застосування в конструкції мостів агрегатів нероз'ємних конструкцій.

1.2 Аналіз конструкцій ведучих мостів серійних транспортних засобів

Для ведучих мостів автомобілів, які випускаються серійно для аналізу їхньої якості, параметрів продуктивності та довговічності необхідно проводити

комплекс відповідних заходів з метою виявлення кращих зразків. Ведучий міст автомобіля являється важливим компонентом в трансмісії і відповідає за ефективність передачі величини крутного моменту від двигуна до коліс для забезпечення руху автомобіля.

До основних задач вирішення яких дозволить забезпечити підвищену експлуатаційну надійність автомобіля можна віднести: забезпечення трибо логічної надійності та довговічності ведучих мостів; своєчасне виявлення скритих та явних дефектів, а також послаблених місць в конструкції задніх мостів; комплекс заходів по зниженню виробничих та експлуатаційних витрат а також суттєве підвищення якості даних виробів. Попередньо необхідно провести аналіз існуючих конструкцій задніх мостів автомобілів, їх технічних характеристик, переваг та недоліків по матеріалах технічної та патентної літератури. Запропонований комплексний підхід забезпечить підвищення якісних показників привідних мостів, їх технічні характеристики для забезпечення необхідної надійності та довговічності в процесі експлуатації автомобіля. Порівняльний аналіз існуючих конструкцій привідних мостів необхідно проводити для вибору найбільш оптимальної конструкції із існуючих для її подальшої модернізації. Для розробки та впровадження конкретних міроприємств по вдосконаленню характеристик привідних мостів необхідний детальний аналіз їх конструктивних особливостей, умов експлуатації, основних техніко-економічних показників. Щодо покращення даних параметрів можливі різні варіанти: внесення змін в конструкцію приводного моста в цілому, або окремих його вузлів та під вузлів, підбір більш високоякісних матеріалів для найбільш навантажених деталей; покращення системи підводу мастила в зони тертя та системи охолодження; вдосконалення, як технологічного процесу виготовлення окремих деталей приводного моста, так і процесу складання.

На рисунку 1.2, а приведена конструкція переднього приводного моста вантажного автомобіля. Основу конструкції складає картер із змонтованими в ньому головної передачі, диференціалу та півосі. До конструктивних особливостей даного приводного моста відноситься те, що передача крутного моменту від півосьових шестерень передається до ступить коліс під деяким

кутом, який може змінюватися.

На рисунку 1.2, б показано встановлення карданного шарніру і рівними кутовими швидкостями в проміжок між двома частинами півосі 9, 2. В Конструкцію карданного шарніру входять дві фасонні вилки 10, 12 з відповідними овальними канавками, однієї центральної кульки 15, а також провідних кульок 14 в кількості 4 штуки. Конструктивно кожна піввісь карданного шарніру розчленована. На поверхні центральної кульки розміщено отвір та лиску, яка закріплюється на пальці 16, за допомогою шпильки стопориться в подальшому переміщується через отвір 17 вилки.

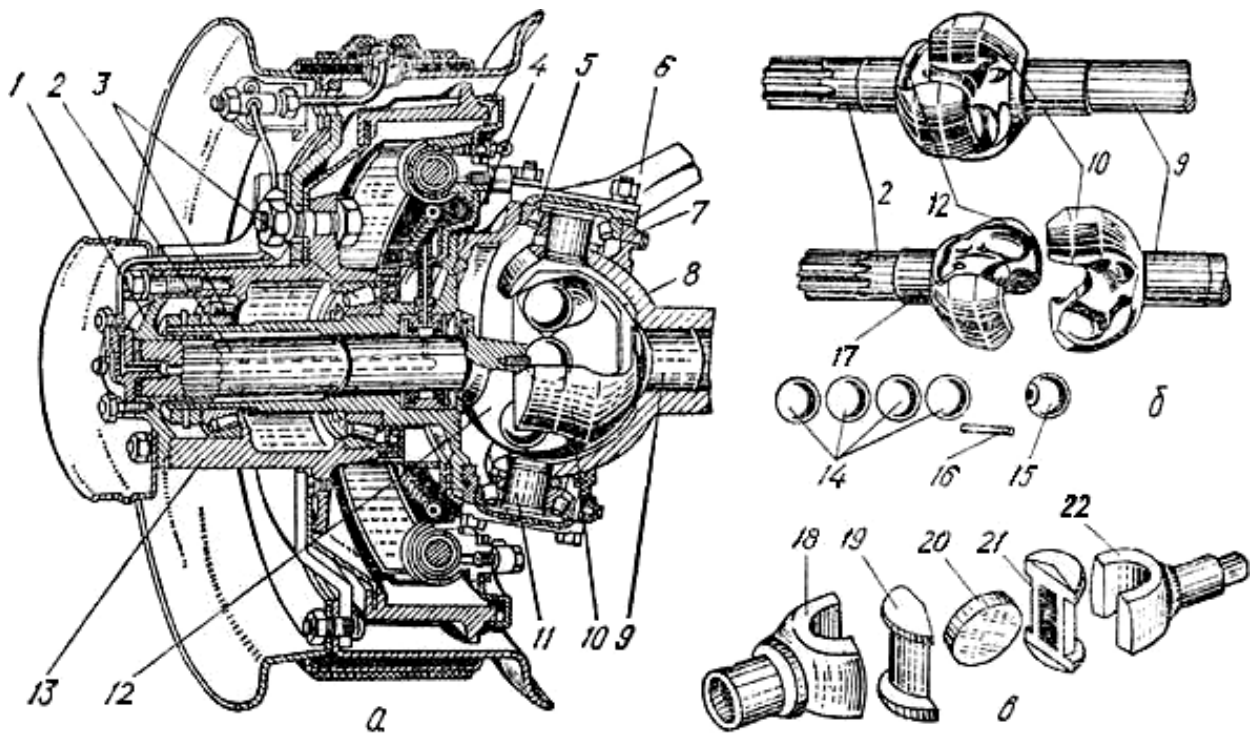


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд та конструктивні особливості ведучого переднього моста автомобіля

а – передній привідний міст автомобіля б – конструкція карданного шарніру кулькового типу; в – конструкція кулачкового карданного шарніру.

Кульки призначені для передачі необхідного зусилля на ведену вилку під час обертання вилки провідної. Завдяки вільному перекочуванню кульок у відповідних канавках забезпечується поділ кута між даними вилками навпіл при кожному моменті, чим забезпечується рівномірна передача необхідного

крутного моменту на керовані (поворотні) колеса автомобіля під заданим кутом 40° . Проходячи в середині пустотілої цапфи поворотної 4, вал 2 вилки веденої 12, контактує своєю шліцевою поверхнею із відповідною поверхнею фланця 1, який з'єднаний при допомозі шпильок з матчиною колеса 13. При допомозі двох конічних роликових підшипників 3, ступиця монтується на цапфі поворотній 4, яка в свою чергу із матчиною встановлюється при допомозі шипів 11 шворнів з використанням конічних роликових підшипників 5 в роз'ємному корпусі 7. Сферична чашка 8 кожуха півосі та шипи зварені між собою. При русі автомобіля тяги кермового управління з'єднані із поворотною цапфою важеля 6.

Загальний вигляд та конструктивні особливості переднього приводного моста вантажного автомобіля підвищеної прохідності (сімейство ЗІЛ) показано на рисунку 1.3. Головною передачею для даного моста є подвійна центральна передача до складу якої входять дві пари конічних шестерень 11 (спіральні зуби) та циліндричної шестерні 8 (косі зуби), при цьому диференціал 9 конструктивно виконаний симетрично, конічного типу із низьким тертям в спраженнях деталей, чотирьох сателітний.

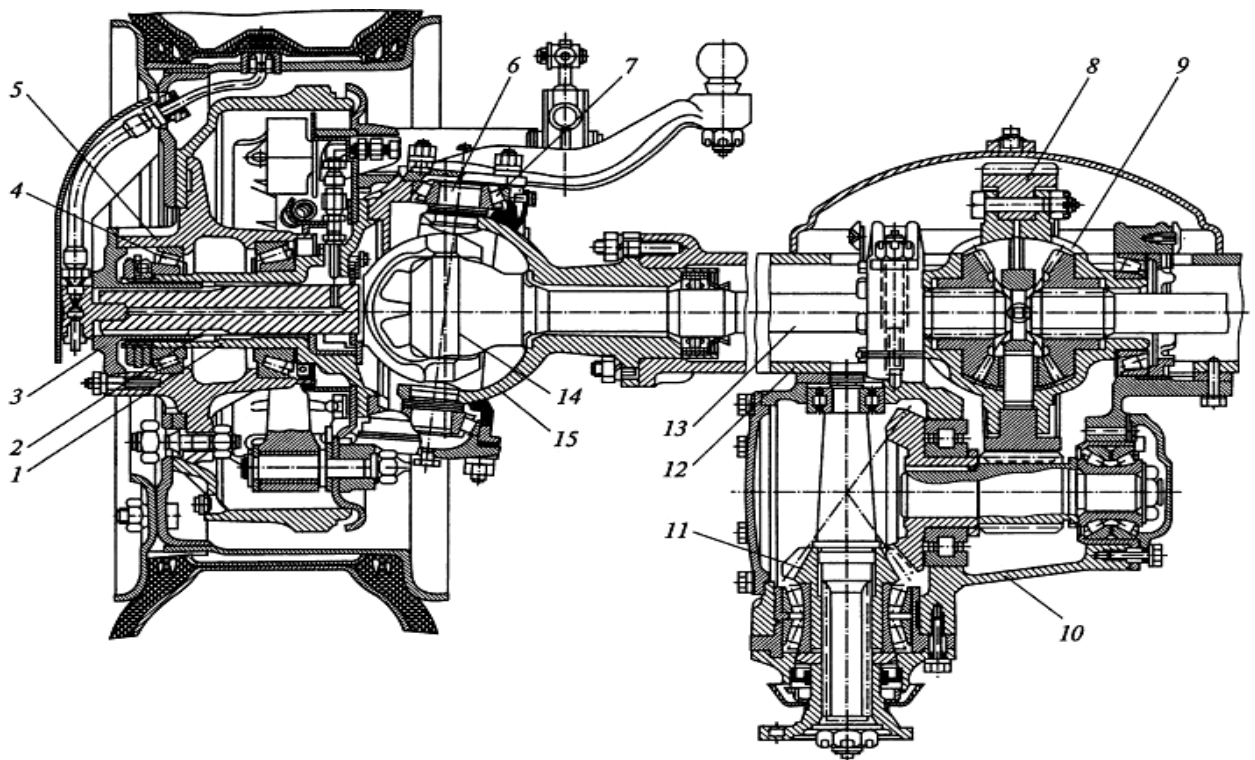


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд та конструктивні особливості переднього привідного моста вантажного автомобіля з високою прохідністю.

1 - цапфа; 2, 13 – півосі; 3 – фланець; 4, 7 – підшипники; 5 - маточина; 6 – шип; 8, 11 - шестірні; 9 – диференціал; 10 - картер; 12 - балка; 14 – карданний шарнір; 15 – опора

В конструкцію шворня входять два шипи 6, які кріпляться в кульовій опорі нерухомо. Призначення розрізного шворня, - забезпечення необхідного провороту коліс автомобіля. Роликові конічні підшипники 7 служать для встановлення на них поворотної цапфи на якій, в свою чергу встановлена ступиця колеса із шиною з відповідним відрегульованим тиском. На рисунку 1.4 представлено конструкцію ведучого моста вантажного автомобіля високої прохідності «Урал»

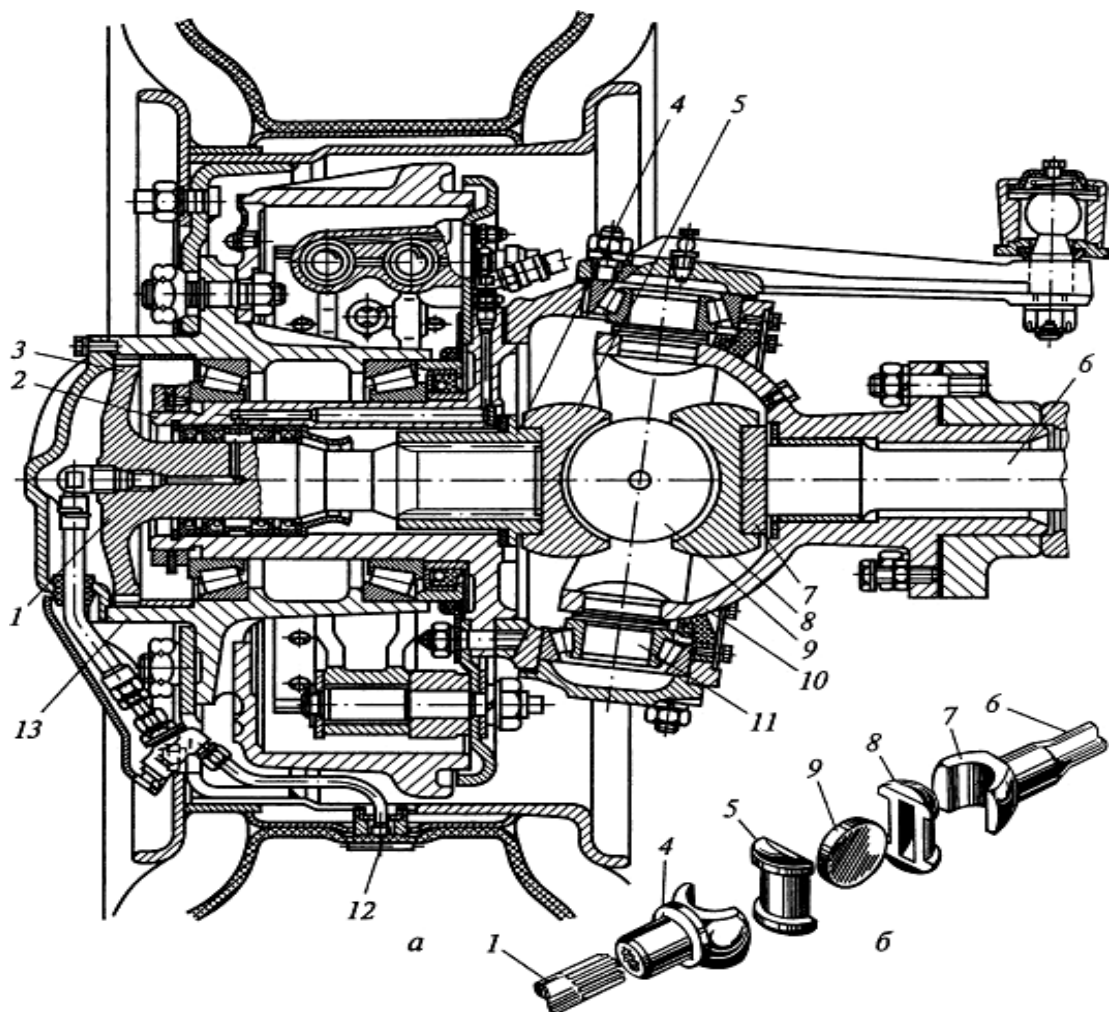


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд та конструктивні особливості ведучого моста вантажного автомобіля високої прохідності

1, 6 – півосі; 2 – цапфа; 3 - фланець; 4, 7 - вилки; 5, 8 – кулачки; 9 – диск;
10 – кульова опора; 11 - шип; 12 – шина; 13 – маточина

Зубчастий фланець 3 використовується для кріплення зовнішньої піввіссю 1 до ступиці колеса 13. В конструкцію шворня поворотної цапфи входять два відокремлених шипів 11, які кріпляться у кульовій опорі 10. За допомогою шпильок шворня з використанням конічних роликів підшипників встановлюється цапфа поворотна 2 колеса автомобіля. Загальний вигляд та конструктивна схема переднього ведучого моста вантажного чотиривісного автомобіля, із незалежною підвіскою коліс автомобіля МАЗ показано на рисунку 1.5.

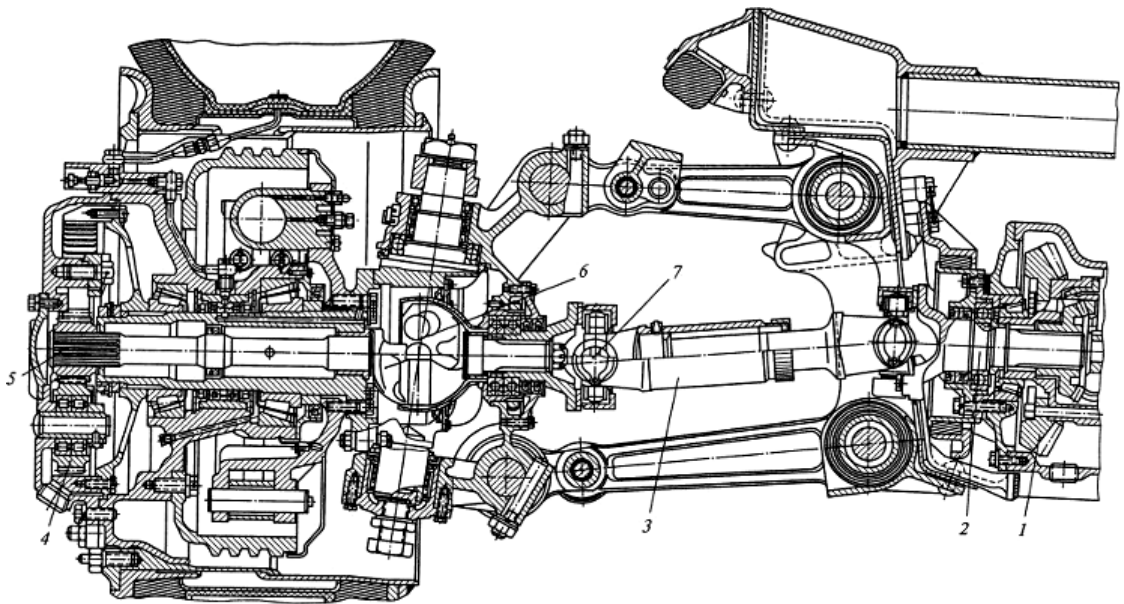


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд та конструктивні особливості переднього ведучого моста чотиривісного вантажного автомобіля МАЗ.

1 - головна передача; 2, 5 – півосі; 3 - карданна передача; 4 - колісна передача; 6, 7 – шарніри

Всі колеса моста автомобіля характеризуються незалежною підвіскою, при цьому головна передача ведучого моста є розведеною. В картері, який встановлений на рамі автомобіля розміщується, як конічна центральна передача 1 в парі з сателітним конічним диференціалом 4, симетричного виду для забезпечення мінімального тертя. Для передачі обертового руху на колеса використовують планетарні механізми. Для забезпечення зв'язку від

центральної передачі до колісної використовуються: внутрішня співвісь 2, карданна передача 3, яка містить в собі карданні шарніри 7 з неоднаковими кутовими швидкостями, карданний (кулько подібний) шарнір 6 із рівними кутовими швидкостями, а також зовнішня співвісь 5 розвантаженого типу. На рисунку 1.6 представлена конструкція переднього ведучого моста вантажного автомобіля RENAULT PREMIUM 2000.

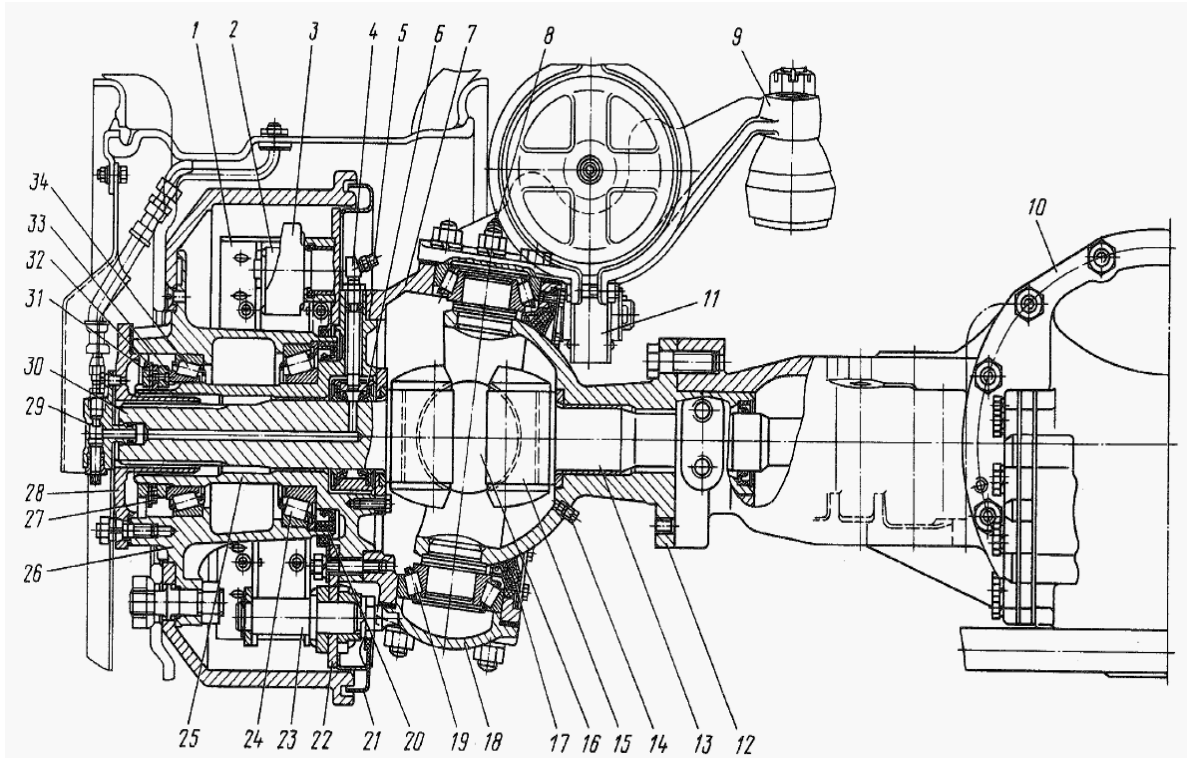


Рисунок 1.6 – Конструкція переднього ведучого моста автомобіля RENAULT PREMIUM 2000

1 – колодка переднього гальмівного механізму; 2 – ролик колодки; 3 – розтискний лівий кулак; 4 - штуцер; 5 - перехідний штуцер; 6 - головка підводу повітря; 7 – лівий корпус поворотного кулака; 8 – маслянка; 9 – важіль поворотного кулака; 10 – головна передача переднього моста; 11 - регулювальний важіль; 12 – кульова опора поворотного кулака; 13 – внутрішній лівий кулак шарніра; 14 – пробка; 15 - вкладиш кулака шарніру; 16 – диск шарніра; 17 – манжета; 18 – нижня накладка кулака; 19, 24, 34 - підшипники; 20 - набивання манжети; 21 – щиток гальмівного механізму; 22 - супорт

переднього гальмівного механізму; 23 - вісь гальмівних колодок; 25 – ліва цапфа поворотного кулака; 26 - маточина з гальмівним барабаном; 27, 32 – замкові шайби; 28 – провідний фланець; 29 - кран запору повітря; 30 – зовнішній кулак шарніра; 31 – контргайка підшипників; 33 – гайка підшипників

Картер переднього моста відлитий як одне ціле з лівим коротким кожухом півосі. Правий кожух запресований у картер моста. До фланців кожухів півосі на шпильках прикріплені кульові опори із привареними шворнями. У кульові опори запресовані бронзові втулки, у яких встановлені внутрішні кулаки шарнірів рівних кутових швидкостей. На шворнях розміщені корпуси поворотних кулаків, які повертаються на конічних роликів підшипники. До корпусів поворотних кулаків прикріплені на шпильках цапфи і супорти гальмівних механізмів. У цапфи запресовані бронзові втулки, у яких обертаються зовнішні кулаки шарнірів. Крутний момент від внутрішнього кулака до зовнішнього передається через шарнір рівних кутових швидкостей. На шліцевому кінці зовнішнього кулака встановлений ведучий фланець, який прикріплений до ступиці шпильками.

Проведений аналіз конструкцій провідних мостів вантажних автомобілів дозволив виявити різноманіття конструкцій, дозволивши визначити можливі напрямки подальших досліджень.

1.3 Огляд технічної літератури по тематиці магістерської роботи

Аналіз патентів по конструкції мостів автомобілів включає систематичне вивчення патентної документації для виявлення поточних тенденцій, новітніх розробок та технологічних рішень у цій галузі. Даний аналіз важливий для визначення рівня інновацій, захищених патентним правом, і для виявлення потенційних можливостей з метою покращення існуючих конструкцій або розробки нових технічних рішень.

Конструкція привідного моста автомобіля, виявлена під час патентного пошуку представлена на рисунку 1.7. Винахід відноситься до транспортних засобів, зокрема до трансмісій автомобілів, тракторів, будівельних машин.

диференціала 17, де пов'язані з ним за допомогою осі 16 сателіти 14 і 15 приводять в обертання конічні шестерні 12 та 13, які у свою чергу через півосі 18 та 19 і приводять у обертання колеса 8 та 9.

Іншим зразком, виявленим під час патентного пошуку, є конструкція ведучого керованого моста транспортного засобу, представлена на рисунку 1.8. Пристрій відноситься до конструкції провідних керованих мостів транспортних засобів. Ведучий керований міст містить корпус 1, до якого через рукави 2 та поворотні осі 3 прикріплені корпуси 4 з колісними планетарними редукторами, співвісно встановлені приводні двигуни 5 та гальма у вигляді багатодискових муфт 6. Ротори приводних двигунів 5 пов'язані з сателітними шестернями 14 перших планетарних рівнів редукторів, які за допомогою сателітів 17, водил 18 з'єднані з сателітними шестернями 9 другого рівня, пов'язаних за допомогою сателітів 11 водил 10 і коронних шестерень 12 з колесами. Багатодискові муфти 6 гальм розміщені між планетарними щаблями та забезпечені фрикційними дисками 22 і натискними дисками 23, встановленими з можливістю осьового переміщення під впливом силових механізмів управління. Привідні двигуни 5 розміщені в корпус 1 моста. Перші планетарні рівні редукторів та багатодискові муфти 6 гальм також розміщені в корпусі моста 1 між двигунами 5 і поворотними осями 3. Гальма забезпечені двома багатодисковими муфтами 24. Силкові механізми керування гальмами розміщені між муфтами 6, 24. Фрикційні диски 22 і нажимні диски 23 муфти 6 розміщені на коронних шестернях 19, встановлених на водилах 18 перших планетарних рівнів, і в корпусі 1 мосту. Фрикційні диски 25 і нажимні диски 26 муфти 24 встановлені на проміжних дисках 27 і корпусі мосту, чим досягається підвищення надійності мосту.

Аналіз патентних зразків дозволяє оцінити переваги і недоліки технічних рішень, поданих у патентах. Це включає аналіз їх продуктивності, надійності, ефективності і економічності. Оцінка переваг та недоліків дозволяє визначити, які рішення можуть бути найбільш корисними і доцільними для впровадження в конструкцію ведучих мостів. Патентні зразки можуть утримувати інноваційні ідеї, які можуть стати основою для розробки покращених ведучих мостів. Вивчення таких ідей і їх адаптація для конкретних вимог і умов використання

може привести до створенню нових і унікальних конструкцій, дозволяє порівняти запропоновані рішення з існуючими провідними мостами. Це допомагає визначити, в чому полягає новизна і унікальність патентних зразків, і які переваги вони можуть надати в порівнянні з існуючими рішеннями.

1.4 Вибір конструкції ведучого моста для подальшого вдосконалення

Вибір конструкції ведучого мосту для подальшого вдосконалення вимагає ретельного аналізу та обліку багатьох факторів, який включає в себе оцінку різних конструктивних рішень, а також аналіз вимог і умов експлуатації автомобіля. Проаналізовано можливі конструкції провідних мостів вантажних автомобілів та проведено патентний пошук по тематиці розробки конструкції ведучого моста. Для важко навантажених автомобілів рекомендується жорсткий ведучий міст з надійним диференціалом, який забезпечує високу міцність та вантажопідйомність. Саме такий тип конструкції прийнято за основу при конструкторському опрацюванні. Для проектного автомобіля приймаємо наступний варіант конструкції переднього ведучого моста:

- балка моста - змінного перерізу, лита;
- головна передача - подвійна рознесена, яка складається з центральної конічної передачі і колісного планетарного редуктора;
- диференціал - конічний симетричний;
- схема підшипникового вузла - з розвантаженою піввіссю;
- привід до провідним колесам - здвоєний ШРУС

Схема обраного варіанта конструкції переднього провідного моста автомобіля представлена на рисунку 1.8.

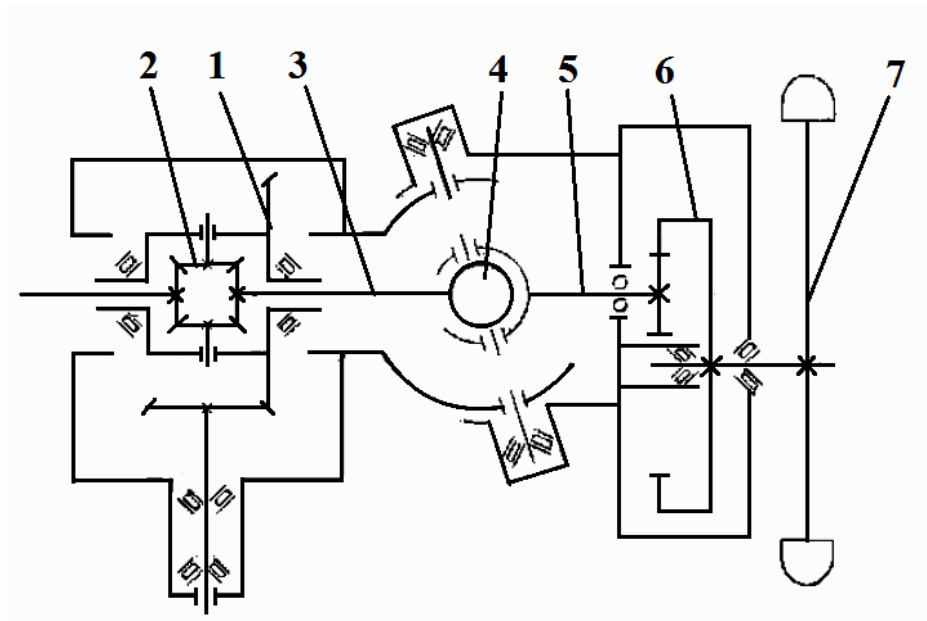


Рисунок 1.8 - Схема конструкції обраного варіанти ведучого моста автомобіля

1 - головна передача; 2 - диференціал; 3, 5 – півосі; 4 - ШРУС; 6 – колісний редуктор; 7 - колесо

Вибір конструкції привідного мосту залежить від конкретних вимог і умов експлуатації автомобіля. Ретельний аналіз і випробування допоможуть визначити найбільш оптимальну конструкцію, яка забезпечить необхідні характеристики продуктивності, надійності і комфорту.

1.5 Обґрунтування вибору конструкторського рішення підвіски моста

До основних факторів, які необхідно враховувати під час вибору оптимального конструкторського варіанту, для підвіски моста вантажного автомобіля відносяться: тип та основні технічні характеристики автомобіля; режими експлуатації; керованість автомобіля; ремонтна придатність основних силових агрегатів та вузлів автомобіля. При експлуатації автомобілів, до яких ставляться вимоги підвищеної прохідності, як правило найбільш оптимальною буде підвіска ресорного типу. Критеріями для вибору ресорної підвіски послужили наступні параметри: елементи підвіски (листи) та ресорна підвіска в

цілому характеризуються високою міцністю та здатністю сприймати на себе великі силові навантаження при важких умовах експлуатації. Забезпечення високої надійності, при умовах експлуатації під час її ударних навантажень, значних вібрацій, обумовлено простотою конструкції ресорної підвіски.

Ресорні підвіски забезпечують стійкість руху автомобіля на складних дорогах та по бездоріжжю, особливо при перевезенні великогабаритних і нерівномірно розподілених вантажів по поверхні кузова, а також збільшує величину дорожнього просвіту для покращення прохідності автомобіля у важких умовах експлуатації. У зв'язку з простотою конструкції, ресорна підвіска легка у виготовленні та має низькі витрати при технічному обслуговуванні, що дозволяє спростувати технологічні процеси при ремонті та відновленні ресори, або її заміни у невиробничих умовах, при наявності мінімально необхідного робочого інструменту. Підвищена зносостійкість деталей ресорної підвіски забезпечена меншою схильністю до попадання на неї бруду, піску та іншими сторонніми забруднювачами під час експлуатації автомобіля на важких дорогах.

По результатах огляду технічної та патентної літератури проведено аналіз конструкцій привідних мостів вантажних автомобілів, в тому числі і важконавантажених. Детальному аналізу підлягали наступні конструкції привідних мостів: жорсткі, нероз'ємного типу привідні мости; привідні мости із незалежною підвіскою та напівосьові мости. Щодо вантажних автомобілів з підвищеною прохідністю, з метою забезпечення високої міцності, трибо логічної надійності, сприйняття великих динамічних навантажень. Найбільш оптимальною зарекомендувала себе конструкція роз'ємного привідного моста з використанням ресорної підвіски.

Для реалізації поставлених задач, щодо вдосконалення конструкції привідного моста автомобіля та покращення його експлуатаційних характеристик, систематизовано основні типи конструкцій даних вузлів та механізмів, технологічні процеси виготовлення та складання, вибору сучасних матеріалів, автоматизованих систем подачі мастильного матеріалу в зону фрикційного контакту деталей трибо спряжень моста вантажного автомобіля.

формулою:

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot D_H + r_{CT}) \quad (2.1)$$

де D_H - вільний діаметр шини,

r_{CT} - статичний радіус шини.

Для шини 14R20: $D_H = 1,238$ м, $r_{CT} = 0,565$ м

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot 1,238 + 0,565) = 0,592 \text{ м}$$

Визначення параметрів лобового опору

Лобову площа автомобіля розрахуємо за формулою:

$$A_B = C \cdot [(H_G - h) \cdot B_G] + n_{ш} \cdot h \cdot B_{ш}, \quad (2.2)$$

де C - коефіцієнт форми: $= 1,0$.

H_G і Y_G - габаритні висота і ширина автомобіля відповідно:

$H_G = 4,0$ м; $Y_G = 2,5$ м.

$n_{ш}$ - максимальна кількість коліс одного моста автомобіля, $n_{ш} = 2$

Відстань від бампера до поверхні дороги, $h = r_{CT} = 0,6$ м. $B_{ш}$ - ширина профілю шини, $B_{ш} = 0,409$ м.

$$A_B = 1,0 \cdot [(4,0 - 0,6) \cdot 2,5] + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,409 = 8,991 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт опору повітря $k_B = 0,45 \dots 0,65$, приймаємо $k_B = 0,6$

Потужність двигуна, необхідна для забезпечення максимальної швидкості руху автомобіля:

$$P_{ev} = \frac{V_{amax}}{3,6 \cdot \eta_{mp} \cdot \frac{k_B \cdot A_B \cdot V_{amax}^2}{3,6^2}}, \quad (2.3)$$

Приймаємо $\psi = 0,025$.

$$\eta_{mp} = \eta_{цш}^k \cdot \eta_{цшв}^l \cdot \eta_{кш}^m \cdot \eta_{кс}^n, \quad (2.4)$$

де k , l , m та n - відповідно число пар циліндричних шестерень

зовнішнього зацеплення (ЦШ), внутрішнього зацеплення (ЦШВ), конічних шестерень (КШ) та число карданних зчленувань (КЗ), які передають крутний момент від колінчастого валу двигуна до провідних коліс на i передачі у коробці передач.

$$k = 5; l = 1; m = 2; n = 3.$$

$$P_{ev} = \frac{90}{3,6 \cdot 0,855} \cdot (9,81 \cdot 17000 \cdot 0,025 + \frac{0,6 \cdot 8,991 \cdot 90^2}{3,6^2}) = 220,5 \text{ кВт}.$$

Максимальна стендова потужність

$$P_{e\max}^{cm}, \quad (2.5)$$

де $k_{ст}$ - коефіцієнт корекції, $k_{ст} = 0,95$

$$P_{e\max}^{cm}$$

Приймаємо двигун ЯМЗ-65852 зі наступними характеристиками:

- номінальна потужність - 243 кВт;
- максимальний крутний момент - 1275 Нм;
- частота обертання при номінальній потужності - 1900 об/хв;
- частота обертання при максимальному моменті - 1100 ... 1500 об/хв;
- мінімальна питома витрата палива - 194,5 г/кВт·год.

Швидкісна характеристика двигуна - залежність ефективної потужності P_e і крутного моменту M_e двигуна при режимі, який встановився його роботи від кутової швидкості ω_e колінчастого вала двигуна або частоти його обертання n_e . Найважливішими параметрами зовнішньої (отриманої за повної подачі палива) швидкісної характеристики двигуна, знятої на гальмівному стенді, є:

$P_{e\max}^{ст}$ - максимальна ефективна потужність; $M_{e\max}^{ст}$ - максимальний крутний момент;

$M_{ep}^{ст}$ - крутний момент при максимальній потужності;

n_{emin} і n_{emax} - максимальна і мінімальна частоти обертання колінчастого вала двигуна;

n_p і n_m - частоти обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності та максимальному моменті.

Залежність $P_e = f(n_e)$ визначається за формулою:

$$P_e = P \left[a \cdot \frac{n_e}{n_p} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right]_{e_{max}}, \quad (2.6)$$

де a, b, c - Коефіцієнти,

$$a = \frac{1+k_M \cdot k_\omega \cdot (k_\omega - 2)}{(k_\omega - 1)^2}; b = \frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2}; c = \frac{k_\omega^2 \cdot (1 - k_M)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad (2.7)$$

де k_ω і k_M - відповідно коефіцієнт пристосовності двигуна до кутової швидкості та крутного моменту.

$$P_e^{cm} = P_e / k_{cm} \quad (2.8)$$

За відомої залежності потужності від частоти обертання колінчастого вала визначимо крутний момент:

$$M_e = 9550 \cdot P_e / n_e \quad (2.9)$$

$$M_e^{ct} = M_e / k_{cm} \quad (2.10)$$

Розрахуємо значення параметрів для частоти обертання 900 об/хв.

$$k_{k_M} = 1,05; k_{k_\omega} = 1,46 \quad (2.11)$$

$$a = 0,814; b = 0,69; c = -0,504.$$

$$P_e = 243 \cdot 0,95 \cdot \left[0,814 \cdot \frac{900}{1900} + 0,69 \cdot \left(\frac{900}{1900} \right)^2 - 0,504 \cdot \left(\frac{900}{1900} \right)^3 \right] \\ = 112,4 \text{ кВт}.$$

$$P_e^{ct} = 112,4 / 0,95 = 118,3 \text{ кВт}.$$

$$M_e = 9550 \cdot 112,4 / 900 = 1192,3 \text{ Нм}$$

$$M_e^{ct} = 1192,3 / 0,95 = 1255,0 \text{ Нм}.$$

Розрахунок даних параметрів зведений в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Дані для побудови графіків зовнішньої швидкісної характеристики двигуна і оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Параметри			Частота обертання, об/хв						
Позначення		Розмірність	900	1100	1300	1500	1700	1900	
n e /n p		-	0,474	0,579	0,684	0,789	0,895	1	
P cт e		кВт	118,3	146,9	174,6	200,4	223,5	243,0	
P e		кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9	
M cт e		Нм	1255,0	1271,5	1275,0	1271,7	1250,1	1214,4	
M e		Нм	1192,3	1208,0	1211,3	1208,1	1187,6	1153,6	
Передача 1	U 1 =7,3; δ 1 =3,172	V a	км/ГОД	4,15	5,07	5,99	6,91	7,83	8,76
		F до	кН	83,4	84,5	84,7	84,5	83,1	80,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070
		F f	кН	1,168	1,169	1,169	1,169	1,170	1,171
		F в	кН	0,007	0,011	0,015	0,020	0,026	0,032
		D	-	0,500	0,508	0,508	0,507	0,498	0,484
		a x	м/с ²	1,525	1,550	1,549	1,545	1,519	1,474
Передача 2	U 2 =4,86; δ =1 985	V a	км/ГОД	6,23	7,61	9,00	10,38	11,77	13,15
		F до	кН	55,5	56,3	56,4	56,3	55,3	53,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070
		F f	кН	1,169	1,170	1,171	1,172	1,173	1,175
		F в	кН	0,016	0,024	0,034	0,045	0,058	0,072
		D	-	0,333	0,337	0,338	0,337	0,331	0,322
		a x	м/с ²	1,610	1,632	1,636	1,631	1,603	1,555
Передача 3	U 3 =3,5; δ 3 =1,53	V a	км/ГОД	8,65	10,57	12,49	14,42	16,34	18,26
		F до	кН	40,0	40,5	40,6	40,5	39,8	38,7
		f	-	0,0070	0,0070	0,0070	0,0071	0,0071	0,0071

Передатчик а 7		F f	кН	1,171	1,172	1,174	1,176	1,179	1,181
		F в	кН	0,031	0,047	0,065	0,087	0,111	0,139
		D	-	0,240	0,243	0,243	0,242	0,238	0,231
		a x	м/с ²	1,491	1,511	1,514	1,509	1,482	1,437
	Передатчик 4	V а	км/год	12,21	14,92	17,63	20,35	23,06	25,77
		F до	кН	28,3	28,7	28,8	28,7	28,2	27,4
		f	-	0,0070	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0072
		F f	кН	1,174	1,177	1,181	1,185	1,190	1,195
		F в	кН	0,062	0,093	0,129	0,172	0,221	0,277
		D	-	0,170	0,172	0,172	0,171	0,168	0,163
		a x	м/с ²	1,239	1,255	1,257	1,251	1,226	1,187
	Передатчик 5	V а	км/год	14,49	17,71	20,92	24,14	27,36	30,58
		F до	кН	23,9	24,2	24,3	24,2	23,8	23,1
		f	-	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0072	0,0072
		F f	кН	1,176	1,181	1,186	1,192	1,199	1,207
		F в	кН	0,087	0,131	0,182	0,243	0,312	0,389
		D	-	0,143	0,144	0,144	0,144	0,141	0,136
		a x	м/с ²	1,095	1,108	1,108	1,102	1,079	1,041
	Параметри			Частота обертання, об/хв					
	Позначення		Розмірність	900	1100	1300	1500	1700	1900
Передатчик 6	U 6 =1,39; δ =1 117	V а	км/год	21,78	26,62	31,46	36,30	41,14	45,98
		F до	кН	15,9	16,1	16,1	16,1	15,8	15,4
		f	-	0,0071	0,0072	0,0072	0,0073	0,0074	0,0075
		F f	кН	1,187	1,197	1,209	1,223	1,239	1,256
		F в	кН	0,198	0,295	0,412	0,549	0,705	0,880
		D	-	0,094	0,095	0,094	0,093	0,091	0,087
		a x	м/с ²	0,763	0,768	0,764	0,754	0,730	0,696
Передатчик 7	=1,0; δ 7	V а	км/год	30,28	37,00	43,73	50,46	57,19	63,92
		F до	кН	11,4	11,6	11,6	11,6	11,4	11,1

Передача 8		f	-	0,0072	0,0073	0,0075	0,0076	0,0078	0,0080
		F _f	кН	1,206	1,225	1,248	1,274	1,305	1,339
		F _в	кН	0,382	0,570	0,796	1,06	1,361	1,701
		D	-	0,066	0,066	0,065	0,063	0,060	0,056
		a _x	м/с ²	0,536	0,533	0,521	0,503	0,475	0,437
	U ₈ =0,71; δ ₈ =1,06	V _a	км/год	42,64	52,12	61,59	71,07	80,55	90
		F _{до}	кН	8,1	8,2	8,2	8,2	8,1	7,8
		f	-	0,0075	0,0077	0,0080	0,0083	0,0086	0,0090
		F _f	кН	1,244	1,282	1,327	1,38	1,44	1,508
		F _в	кН	0,757	1,131	1,579	2,103	2,701	3,373
		D	-	0,044	0,042	0,040	0,037	0,032	0,027
		a _x	м/с ²	0,339	0,322	0,296	0,263	0,219	0,165

Результати розрахунку в вигляді графіків наводяться в Додаток А і на аркуші графічної частини.

2.1.2 Розрахунок сили тяги на ведучих колесах автомобіля

Тягова характеристика автомобіля - графік залежності окружної сили на колесах автомобіля від швидкості руху автомобіля.

Графіки зміни окружної сили на передачах будуємо за даними формули:

$$F_k = M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} / r_0 \quad (2.12)$$

Швидкість автомобіля, залежно від обраної передачі та частоти обертання колінчастого вала двигуна визначається за формулою:

$$V_a = 0,377 \cdot n_e \cdot r_0 / U_{mp} \quad (2.13)$$

Сила опору коченню коліс:

$$F_f = G_a \cdot f, \quad (2.14)$$

де f - коефіцієнт опору коченню коліс:

$$f = f_0 \cdot [1 + (0,006 \cdot V_a)^2], \quad (2.15)$$

де f_0 - коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля з малою швидкістю,
 $f_0 = 0,007$

Сила опору повітря:

$$F_{\epsilon} = k_{\epsilon} \cdot A_{\epsilon} \cdot V_a^2 \quad (2.16)$$

Також на графіку вказується сила зчеплення провідних коліс автомобіля з поверхнею дорожнього покриття F_{ϕ} ,:

$$F_{\phi} = G_{\phi} \cdot \phi, \quad (2.17)$$

де G_{ϕ} зчіпна вага автомобіля, у разі повнопривідного автомобіля:

$$G_{\phi} = G_a \quad (2.18)$$

ϕ – коефіцієнт зчеплення шин автомобіля з поверхнею дорожнього покриття, приймаємо $\phi = 0,8$.

$$F_{\phi\phi} = 9,81 \cdot 17000 \cdot 0,8 = 133416,0 \text{ Н}$$

Розрахуємо значення параметрів для першої передачі і частоти обертання колінчастого вала двигуна 900 об/хв.

$$V_a = 0,377 \cdot 900 \cdot 0,592 / (7,3 \cdot 1,644 \cdot 3,42 \cdot 1,18) = 4,15 \text{ км / год}$$

$$F_k = \frac{1192,3 \cdot 7,3 \cdot 1,644 \cdot 3,42 \cdot 1,18 \cdot 0,855}{0,592} = 83,4 \text{ кН}$$

$$f = 0,007 \cdot [1 + (0,006 \cdot 4,15)^2] = 0,007$$

$$F_f = 9,81 \cdot 17000 \cdot 0,007 = 1,168 \text{ кН}$$

$$F_{\epsilon} = 0,6 \cdot 8,991 \cdot 4,15^2 = 0,007 \text{ кН}$$

Результати розрахунку для побудови тягової характеристики автомобіля заносимо в таблицю 2.2. За даними таблиці будуємо графік тягової характеристики автомобіля.

2.2 Розрахунок потужності на колесах автомобіля

Потужна характеристика автомобіля – це графік, який відображає співвідношення потужності $P_{до}$, яка підводиться до провідних коліс, з потужністю, необхідною для подолання опору руху.

Користуючись зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна та даними, для кожної передачі будується залежність $P_e = f(V_a)$.

Потужність, яка підводиться до кожної передачі від двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{mp} \quad (2.19)$$

У нижній частині графіка розміщуємо характеристику $P_\psi = P_f = f(V_a)$, вгору від якої відкладаються значення потужності P_v , витраченої на подолання опору повітря.

Дані потужності визначаються за формулами:

$$P_f = F_f \cdot V_a, \quad (2.20)$$

$$P_v = F_v \cdot V_a \quad (2.21)$$

Відношення потужності, необхідної для рівномірного руху автомобіля, до потужності, яку двигун може розвинути при повній подачі палива і тієї ж швидкості руху автомобіля називають ступенем використання потужності двигуна:

$$I = (P_\psi + P_v) / P_k \quad (2.22)$$

Розрахуємо значення параметрів для першої передачі і частоти обертання колінчастого вала двигуна 900 об/хв.

$$P_k = 112,4 \cdot 0,855 = 96,1 \text{ кВт};$$

$$P_f = 1,168 \cdot 4,15/3,6 = 1,35 \text{ кВт};$$

$$P_v = 0,003 \cdot 4,15/3,6 = 0,001 \text{ кВт};$$

Результати розрахунку для побудови потужнісної характеристики автомобіля заносимо в таблицю 2.2. За даними таблиці будуємо графік потужнісної характеристики автомобіля.

Таблиця 2.2 Дані для побудови потужнісної характеристики автомобіля

Параметри				Частота обертання, об/хв					
Позначення			Розмірність	900	1100	1300	1500	1700	1900
Р _е			кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9
Передача 1	η _{тр} = 0,855	Р _{до}	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V _а	км/ГОД	4,15	5,07	5,99	6,91	7,83	8,76
		V _а	м/с	1,15	1,41	1,66	1,92	2,18	2,43
		Р _ф	кВт	1,35	1,65	1,95	2,25	2,55	2,85
		Р _в	кВт	0,01	0,02	0,02	0,04	0,06	0,08
		I	-	0,0141	0,0139	0,0139	0,0140	0,0143	0,0148
Передача 2	η _{тр} = 0,855	Р _{до}	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V _а	км/ГОД	6,23	7,61	9,00	10,38	11,77	13,15
		V _а	м/с	1,73	2,11	2,50	2,88	3,27	3,65
		Р _ф	кВт	2,02	2,47	2,93	3,38	3,83	4,29
		Р _в	кВт	0,03	0,05	0,08	0,13	0,19	0,26
		I	-	0,0213	0,0212	0,0212	0,0216	0,0222	0,0231
Передача 3	η _{тр} = 0,855	Р _{до}	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V _а	км/ГОД	8,65	10,57	12,49	14,42	16,34	18,26
		V _а	м/с	2,40	2,94	3,47	4,00	4,54	5,07
		Р _ф	кВт	10,13	3,44	4,07	4,71	5,35	5,99
		Р _в	кВт	0,07	0,14	0,23	0,35	0,50	0,70
		I	-	0,1062	0,0300	0,0303	0,0311	0,0322	0,0339
Передача 4	η _{тр} = 0,855	Р _{до}	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V _а	км/ГОД	12,21	14,92	17,63	20,35	23,06	25,77
		V _а	м/с	3,39	4,14	4,90	5,65	6,41	7,16
		Р _ф	кВт	3,98	4,88	5,78	6,70	7,62	8,56
		Р _в	кВт	0,21	0,38	0,63	0,97	1,42	1,98
		I	-	0,0436	0,0441	0,0452	0,0471	0,0498	0,0534

Передача 5	$\eta_{\text{тр}} = 0,855$	P до	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V а	км/ГОД	14,49	17,71	20,92	24,14	27,36	30,58
		V а	м/с	4,02	4,92	5,81	6,71	7,60	8,49
		P f	кВт	4,73	5,81	6,89	7,99	9,11	10,25
		P в	кВт	0,35	0,64	1,06	1,63	2,37	3,31
		I	-	0,0529	0,0540	0,0561	0,0591	0,0633	0,0687
Передача 6	$\eta_{\text{тр}} = 0,855$	P до	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V а	км/ГОД	21,78	26,62	31,46	36,30	41,14	45,98
		V а	м/с	6,05	7,39	8,74	10,08	11,43	12,77
		P f	кВт	7,18	8,85	10,57	12,33	14,15	16,05
		P в	кВт	1,19	2,18	3,60	5,53	8,05	11,24
		I	-	0,0872	0,0925	0,0999	0,1097	0,1223	0,1383
Pе			кВт	112,4	139,6	165,8	190,4	212,3	230,9
Передача 7	$\eta_{\text{тр}} = 0,855$	P до	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V а	км/ГОД	30,28	37,00	43,73	50,46	57,19	63,92
		V а	м/с	8,41	10,28	12,15	14,02	15,89	17,75
		P f	кВт	10,14	12,59	15,16	17,86	20,73	23,77
		P в	кВт	3,21	5,86	9,67	14,86	21,63	30,19
		I	-	0,1390	0,1546	0,1751	0,2010	0,2333	0,2734
Передача 8	$\eta_{\text{тр}} = 0,855$	P до	кВт	96,1	119,3	141,8	162,8	181,5	197,4
		V а	км/ГОД	42,64	52,12	61,59	71,07	80,55	90,02
		V а	м/с	11,84	14,48	17,11	19,74	22,37	25,01
		P f	кВт	14,73	18,55	22,70	27,24	32,22	37,71
		P в	кВт	8,97	16,37	27,02	41,51	60,42	84,35
		I	-	0,2467	0,2926	0,3506	0,4224	0,5104	0,6184

Результати розрахунку у вигляді графіків наводяться у Додатку А та на аркуші графічної частини.

2.3 Динамічна характеристика автомобіля

Для побудови графіка динамічної характеристики автомобіля скористаємося безрозмірною величиною D – динамічним фактором, рівним відношенню вільної сили тяги до сили важкості автомобіля:

$$D = (F_k - F_e) / G_a \quad (2.23)$$

Графічне зображення залежності динамічного фактора від швидкості руху автомобіля на різних передачах у коробці передач та повному навантаженні на автомобіль називається динамічною характеристикою автомобіля. Для розрахунку динамічного фактора скористаємося даними таблиці 2.3.

Розрахуємо значення параметрів для першої передачі і частоти обертання колінчастого вала двигуна 900 об/хв.

$$D = (83,4 - 0,007) / (9,81) \cdot 17 = 0,5$$

Результати розрахунку для побудови динамічної характеристики автомобіля заносимо в таблицю 2.3. За даними таблиці будуємо графік динамічної характеристики автомобіля.

2.4 Прискорення автомобіля на передачах

Прискорення автомобіля при розгоні характеризує його здатність швидко рушати з місця і збільшувати швидкість руху.

Величину прискорення визначаємо за формулою:

$$a_x = \frac{D-f}{\delta} \cdot g, \quad (2.24)$$

де δ - коефіцієнт обліку обертових мас автомобіля:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot U_{km}^2 + \sigma_2 \quad (2.25)$$

Для одиночних автомобілів при номінальному навантаженні приймаємо:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04$$

Розрахуємо значення параметрів для першої передачі і частоти обертання колінчастого вала двигуна 900 об/хв.

$$\delta = 1 + 0,04 \cdot 7,3^2 + 0,04 = 3,172;$$

$$a_x = \frac{0,5 - 0,007}{3,172} \cdot 9,81 = 1,525 \text{ м/с}^2.$$

Результати розрахунку для побудови графіка прискорень автомобіля на передачах заносимо в таблицю 2.3. За даними таблиці будуємо графік прискорень автомобіля на передачах.

2.5 Час і шлях розгону автомобіля

Зрушення автомобіля з місця починають на передачі, яка забезпечує максимальне прискорення. У даному випадку передача, на якій забезпечується максимальне прискорення – третя.

Час розгону автомобіля на i -й передачі від швидкості $V_{\min,j}$ до швидкості $V_{\max,j}$ знаходимо за формулами:

$$a_x = \frac{dV_a}{dt}, dt = \frac{dV_a}{a_x}, t = \int_{V_{\min,j}}^{V_{\max,j}} \frac{dV_a}{a_x} \quad (2.26)$$

Інтегрування останнього виразу проводимо чисельним методом. Для цього криві прискорення на кожній передачі розбиваємо на 5 однакових інтервалів. Передбачається, що в інтервалі швидкостей $\Delta V_i = V_{i+1} - V_i$ автомобіль рухається рівноприскоренно з прискоренням.

$$a_{i,cp} = 0,5 \cdot (a_i + a_{i+1}) \quad (2.27)$$

Час руху автомобіля, за який його швидкість зростає на величину ΔV_i , визначаємо по закону рівноприскореного руху.

$$\Delta t = \Delta V_i / a_{i,cp} \quad (2.28)$$

Загальний час розгону автомобіля на i -й передачі від швидкості $V_{\min,j}$ до швидкості $V_{\max,j}$, при якій припиняється рух на i -й передачі, знаходимо підсумовуванням часів розгону в інтервалах.

За накопиченим значенням Δt_i , певним для різних швидкостей, будуємо графік часу розгону автомобіля на i -й передачі, починаючи зі швидкості $V_{\min,j}$.

Вихідні дані і результати розрахунку заносимо в таблицю 2.3.

Шлях розгону автомобіля визначається за формулою:

$$S = \int_0^t V dt. \quad (2.29)$$

Даний інтеграл також обчислюється чисельними методами.

$$V_{i,cp} = 0,5 \cdot (V_i + V_{i+1}), \quad (2.30)$$

$$\Delta S_i = \Delta V_{i,cp} \cdot \Delta t \quad (2.31)$$

Результати розрахунку наведемо в Додаток А в вигляді графіків.

За накопиченим значенням ΔS_i , певним для різних швидкостей, будуємо графік шляху розгону на i -й передачі, починаючи зі швидкості $V_{\min,j}$ графік якої відображається в додатку та на аркуші графічної частини.

2.6 Розрахунок паливно-економічної характеристики

Паливна характеристика руху автомобіля, який встановився - залежність дорожньої витрати палива Q_s від встановленої швидкості V_a при русі автомобіля по рівній горизонтальній дорозі на вищій передачі в КПП.

Питома витрата палива визначається за формулою:

$$g_e = g_{ep} \cdot k_I \cdot k_E \quad (2.32)$$

де k_I і k_E - коефіцієнти, залежні відповідно від ступеня використання потужності та частоти обертання двигуна.

Ступінь використання частоти обертання двигуна:

$$E = n_e / n_p \quad (2.33)$$

Залежно $k_I = f(I)$ і $k_E = f(E)$ при розрахунках визначаються за формулами:

$$k_I = 1,2 + 0,14 \cdot I - 1,8 \cdot I^2 + 1,8 \cdot I^3,$$

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3$$

Питома витрата палива двигуном при максимальній потужності g_{ep} зазвичай на 5...10% більше мінімальної питомої витрати палива g_{emin} . Для обраного двигуна $g_{emin} = 194,5$ г/кВт·год.

$$\text{Приймаємо } g_{ep} = 1,07 \cdot g_{emin} = 1,07 \cdot 194,5 = 208,12 \text{ г/кВт·год.}$$

При побудові графіка паливної характеристики встановленого руху для швидкості автомобіля на вищій передачі визначаються:

Обороти двигуна n_{ei} , відповідно заданої в км/год швидкості V_i і обчислювані за формулою:

$$n_e = \frac{V_i \cdot U_{mp}^6}{0,377 \cdot r_0}. \quad (2.34)$$

Значення ефективної потужності на валу двигуна $P_{ei}^{ст}$, відповідні отриманим оборотів двигуна n_{ei} :

$$P_{ei}^{cm} = P_{emax} \left[a \cdot \frac{n_{ei}}{n_p} + b \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_p} \right)^3 \right] \quad (2.35)$$

Значення потужності, яка передається в трансмісію автомобіля P_{ei} :

$$P_e = P_e^{ст} \cdot k_{cm} \quad (2.36)$$

Значення потужності, яка підведена до ведучих коліс автомобіля P_{ki} :

$$P_k = P_e \cdot \eta_{mpii}.. \quad (2.37)$$

Значення потужностей, які витрачаються на подолання сил дорожнього опору $P_{\psi i}$ і опору повітря P_{vi} :

$$P_{\psi} = G a \cdot f v \cdot V_i, \quad (2.38)$$

$$P_{vi} = k_v \cdot A_v \cdot V_i^2 \cdot V_i. \quad (2.39)$$

Значення ступеня використання потужності I_i і частоти обертання двигуна E_i :

$$Ii=(P_{\psi}+P_{ei})/P_k, \quad (2.40)$$

$$E_i = n_e/n_{p..} \quad (2.41)$$

Визначаємо коефіцієнти, які залежать від ступеня використання потужності двигуна k_I і частоти обертання двигуна k_E . Значення дорожніх витрат палива при постійних швидкостях руху автомобіля на вищій передачі:

$$Q_s = 100 \cdot \frac{g_{ep} \cdot k_{Ii} \cdot k_{Ei} \cdot (P_{\psi i} + P_{ei})}{\eta_{mp}^6 \cdot \rho_m \cdot V_i}, \quad (2.42)$$

де ρ_T - щільність використовуваного дизельного палива $\rho_T = 860 \text{ кг/м}^3$.

Розрахуємо параметри для швидкості 45 км/год.

$$n_e = \frac{45 \cdot 0,71 \cdot 1,18 \cdot 1,644 \cdot 3,42}{0,377 \cdot 0,592} = 950$$

$$P_k = 119,2 \cdot 0,855 = 101,9 \text{ кВт};$$

$$P_{\psi} = 17000 \cdot 9,81 \cdot 0,0075 \cdot 45 = 15,7 \text{ кВт};$$

$$P_{ei} = 0,6 \cdot 8,991 \cdot 45 = 10,54 \text{ кВт};$$

$$Ii = (15,7 + 10,54) / 101,9 = 0,257;$$

$$Ei = 950 / 1900 = 0,5;$$

$$k_I = 1,2 + 0,14 \cdot 0,257 - 1,8 \cdot 0,257^2 + 1,8 \cdot 0,257^3 = 1,142;$$

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot 0,5 + 0,98 \cdot 0,5^2 - 0,24 \cdot 0,5^3 = 0,97;$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 Дані для побудови паливної характеристики встановленого руху автомобіля

V_a , км/год	n_e , про/хв	$P_{ст}$, кВт	P_e , кВт	P_{ki} , кВт	P_{ψ} , кВт	P_v , кВт	I	E	k_I	k_E	Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
42,64	900	118,3	112,4	96,1	14,7	8,96	0,247	0,474	1,147	0,975	17,60

45	950	125,4	119,2	101,9	15,7	10,54	0,257	0,500	1,142	0,97	18,25
50	1055	140,6	133,5	114,2	17,7	14,45	0,281	0,556	1,129	0,961	19,75
55	1161	155,5	147,7	126,3	19,8	19,24	0,309	0,611	1,115	0,956	21,40
60	1266	170,0	161,5	138,1	22,0	24,98	0,340	0,667	1,097	0,954	23,19
65	1372	184,1	174,9	149,5	24,3	31,75	0,375	0,722	1,077	0,956	25,11
70	1477	197,6	187,7	160,5	26,7	39,66	0,414	0,778	1,053	0,96	27,13
75	1583	210,3	199,8	170,8	29,2	48,78	0,457	0,833	1,028	0,967	29,25
80	1688	222,2	211,1	180,5	31,9	59,20	0,505	0,889	1,0	0,976	31,45
85	1794	233,1	221,5	189,4	34,7	71,01	0,558	0,944	0,971	0,987	33,75
90	1900	243,0	230,8	197,3	37,7	84,29	0,618	1,0	0,944	1	36,20

Тяговий розрахунок є ключовим етапом у проектуванні автомобіля, оскільки він визначає здатність транспортного засобу розвивати необхідну потужність для забезпечення заданої продуктивності. Для автомобіля Renault Premium 2000 тяговий розрахунок дозволяє визначити оптимальні характеристики двигуна та трансмісії, враховуючи масу автомобіля, коефіцієнт опору руху, нахили дороги та інші параметри.

Результати тягового розрахунку демонструють не тільки технічні можливості автомобіля, але і його експлуатаційні характеристики, такі як динаміка розгону, максимальна швидкість, економічність і поведінка на різних ділянках дороги. Важливо враховувати не тільки тягові характеристики двигуна, але і передачі, диференціала і інших компонентів трансмісії, щоб забезпечити оптимальне співвідношення між потужністю та моментом на колесах автомобіля.

Проведена розрахункова робота відіграє важливу роль у проектуванні та оптимізації ходових якостей автомобіля, що зрештою вплине на його ефективність, надійність і задоволеність користувачів. Регулярне вдосконалення методів розрахунку і їх аналізу дозволить покращити якість та конкурентоспроможність автомобіля на сучасному ринку транспортних засобів.

2.7 Розробка технологічного процесу складання маточини ведучого моста автомобіля

При розробці конструкції ведучого моста, в якості базового, використовувався вантажний автомобіль **Renault Premium 2000** із колісною формулою 4x4. Дана колісна формула автомобіля свідчить про те, що для ступиці переднього ведучого моста вантажного автомобіля забезпечується можливість, як повороту (керованість автомобіля), а також механічний привід при допомозі привідних валів від моста редуктора. Конструктивно ведучий міст даного автомобіля має форму нерозрізної балки.

Розроблена поетапна операційно-технологічна карта несе інформацію про послідовність виконання технологічних операцій по технічному обслуговуванню та ремонту, як окремих агрегатів автомобіля, так і його в цілому. Для кожного з робочих постів, станції технічного обслуговування, розробляється своя технологічна карта по послідовності виконання операцій по технічному обслуговуванню відповідних систем та агрегатів.

В структуру технологічної карти входять: перелік основних робіт по технічному обслуговуванні; характеристика спеціалізованого робочого поста для операцій технічного обслуговування; інформація про перехідну ланку при використанні універсальних постів; інформація про операції по технічному обслуговуванні; вид та характер виконання операцій на одному робочому місці.

В таблиці 2.4 приведена технологічна карта для процесу складання ступиці ведучого моста автомобіля.

Таблиця 2.4 Розроблена технологічна карта для операції складання ступиці ведучого моста автомобіля.

№	Найменування операції	Зміст операцій, переходів	Обладнання, інструмент	Час, люд/хв
---	-----------------------	---------------------------	------------------------	-------------

операції	переходу			
1. Технологічний процес складання ступиці				
005	Складання колодок	1. Встановлення колодки в кондуктор 2. Встановлення стяжної пружини 3. Встановлення опори	Викрутка Плоскогубці	1,40
010	Складання ступиці	1. Встановлення підшипників на маточину 2. Проворот шпильки 3. Встановлення кришки 4. Закріплення кришки болтами 5. Встановлення колодки на маточину	Силовий прес Слюсарні інструменти Трансмісійне мастило	3,25
2. Технологічний процес складання колісного редуктора				
015	Складання водила	1. Встановлення шестерні на водило 2. Встановлення голчастих підшипників 3. Встановлення сателітів 4. Встановлення шестерні	Слюсарні інструменти Трансмісійне мастило	3,60
020	Складання редуктора	1. Встановлення вісі ступиці 2. Встановлення водила 3. Встановлення сонячної шестерні	Слюсарні інструменти Трансмісійне мастило	3,25
4. Фінішне складання колісного редуктора				

025	Складання ступиці	1. Встановлення корпусу води 2. З'єднання вузлів болтами 3. Проворот зливної пробки 4. Заливання мастила 5. Проворот заливної пробки	Слюсарні інструменти Трансмісійне мастило	5,25
-----	-------------------	---	--	------

При розробці технологічного процесу складання маточини ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000 детально розроблені, як основні етапи, так і послідовність виконання основних технологічних операцій для реалізації високоякісного та ефективного технологічного процесу складання. Із врахуванням конструктивних особливостей, експлуатаційних вимог по параметрах надійності та довговічності системи гальмування автомобіля підібрано відповідні обладнання, устаткування та інструменти для забезпечення оптимального методу складання.

Розроблення високоефективної технології процесу складання деталей ступиці для ведучого моста забезпечує високу точність технологічного процесу складання при збереженні необхідної надійності під час експлуатації автомобіля. Передбачено також можливість виявлення дефектів в окремих деталях вузла, як під час процесу складання, так і після певного періоду експлуатації.

При розробці технологічного процесу складання ступиці ведучого моста для автомобіля Renault Premium 2000 враховувалися основні техніко-економічні аспекти даного процесу з метою оптимізації часу на виконання окремих операцій, а також на сумарний час процесу складання. Проведені роботи по оптимізації окремих операцій процесу складання з метою скорочення часу та підвищення ефективності даного процесу. Як результат, використання даної технології для складання ступиці ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000 забезпечує надійну та ефективну роботу даного вузла, надійність експлуатації автомобіля.

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Порядок розрахунку передавальних чисел для редуктора ведучого моста автомобіля

Визначивши передавальні числа для окремих ступенів коробки передач автомобіля проводять необхідний розрахунок для редукторних вузлів ведучого моста автомобіля. В таблиці 3.1 представлені значення передавальних чисел коробки передач згідно раніше прийнятого варіанту її виконання.

Таблиця 3 1- Значення передавальних чисел коробки передач для двигуна

Порядковий номер передачі	Значення передавального числа
I	7,5
II	4,85
III	3,7
IV	2,46
V	2,08
VI	1,41
VII	1,12
VIII	0,75

Порядок визначення значень передавального числа головної коробки передач автомобіля. Розрахунок передавального числа центральної зубчастої одинарної передачі проводимо для використаної подвійної рознесеної головної передачі.

$$U_{\Gamma\P} = 0,377 \cdot \frac{n_{o_{\max}}}{U_{\text{КП}}^{\text{В}} \cdot U_{\text{РК}}^{\text{В}} \cdot U_{\text{КР}} \cdot V_{a_{\max}}},$$

Де $U_{\text{КП}}$ - значення передавального числа для вищої передачі коробки передач;

$U_{\text{КП}} = 0,71 U_{\text{РК}}$ – значення передавального числа для колісного редуктора;

U_{KP} - передавальне число для колісного редуктора.

Для уніфікації процесу розрахунку прийнята серійна роздаточна коробка в парі із колісним редуктором, які встановлені на аналогічному автомобілі з уже відомими значеннями передаточних чисел.

$$U_{PK} = 1,15$$

$$U_{KP} = 3,45$$

$$U_{ГП} = 0,377 \cdot 1900 \cdot 0,5920,71 \cdot 1,19 \cdot 3,43 \cdot 90 = 1,655$$

В подальшому, при конструкторському розрахунку використовуємо дані, які були одержані для передавальних чисел редуктора головної передачі.

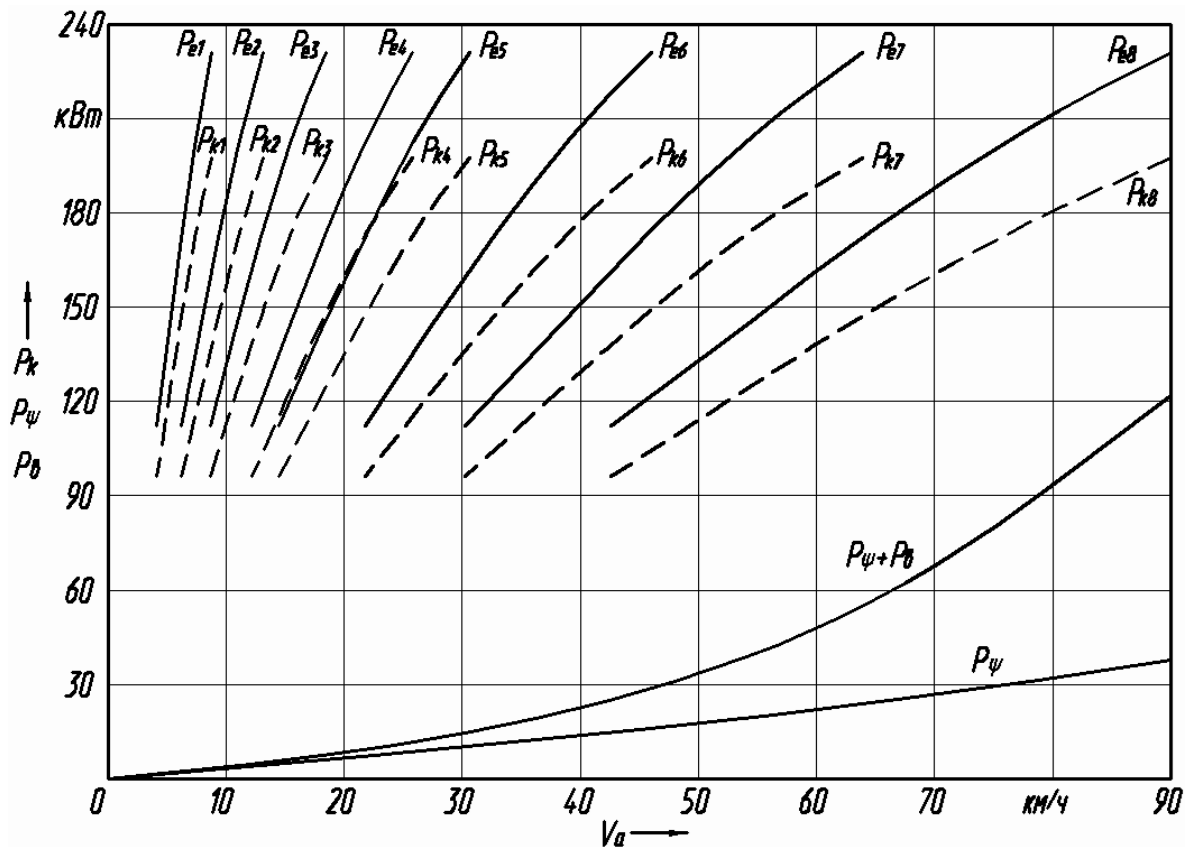


Рисунок 3.1 - Потужна характеристика автомобіля

3.2 Розрахунок геометричних параметрів для конічної одноступінчастої головної передачі автомобіля

Розраховуємо значення крутного моменту, який виникає на шестерні

діапазону передач за формулами. Вибираємо найменше значення.

$$M_p = M_e \cdot U_{T-B} \cdot \eta_{T-B} \cdot \lambda \cdot \Theta,$$

$$M_p = m_{\phi} \cdot g \cdot r_0 / (U_{B-K} \cdot \eta_{B-K})$$

Де λ – показник, який характеризує частину потужності, яка передається валом:

$$\lambda = m_{\phi} / m_{\Sigma\phi},$$

$$\lambda = 7500/17000 = 0,445$$

Де: U_{T-B} , η_{T-B} - передавальне число і коефіцієнт корисної дії на ділянці трансмісії від валу до провідних коліс автомобіля;

U_{B-K} , η_{B-K} – передавальне число і коефіцієнт корисної дії на ділянці трансмісії від вхідного вала коробки передач до розглядуваного вала;

Θ - коефіцієнт, який характеризує зміну величини потужності у випадку блокованого приводу для багатопривідних автомобілів, $\Theta = 1,1$.

$$M_{pc} = 1275 \cdot 7,3 \cdot 1,18 \cdot 0,855 \cdot 0,441 \cdot 1,1 = 4555,3 \text{ Нм},$$

$$M_{p\phi} = 7500 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 0,595 / (3,42 \cdot 1,644 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,995) = 6627,8 \text{ Нм}.$$

$$M_p = M_{psc} = 4548,3 \text{ Нм}.$$

Для конічної передачі значення зовнішнього кругового модуля m_{te} при розрахунках залежить від величини розрахованого крутного моменту ведучої шестерні M_p і вибирається із аналогічних розрахунків сучасних конструкцій ведучих мостів автомобілів. При розрахунку приймаємо $m_{te} = 12,2 \text{ мм}$.

Середня ділильна відстань R_m , середній нормальний модуль m_{nm} , середній кут нахилу зуба $\cos\beta_m$ визначаються за формулами:

$$R_{te} = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \cdot m_{te}$$

$$b = 0,3 \cdot R_e,$$

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$$

$$m_{nm} = m_{te} \cdot (R_m / R_e) \cdot \cos\beta_m$$

$$\beta_m = 25 + 5 \cdot U_{дп}$$

Визначаємо кількість зубів шестерні і зубчастого колеса.

$$U_{дп} = z_2 / z_1.$$

Попередньо приймаємо число зубів шестерні $z_1 = 14$. Тоді:

$$z_2 = z_1 \cdot U_{дп} = 14 \cdot 1,644 = 23$$

Розраховуємо параметри зубчастої передачі:

$$R \sqrt{14^2 + 23^2} \text{ мм.}$$

$$b_k = 0,3 \cdot 161,6 = 50,0 \text{ мм,}$$

$$b_{uu} = 1,1 b_k = 1,1 \cdot 50,0 = 55,0 \text{ мм,}$$

$$R_m = 161,6 - 0,5 \cdot 55,0 = 134,1 \text{ мм,}$$

$$\beta_m = 25 + 5 \cdot 1,644 = 31,5$$

$$m_{nm} = 12 \cdot (134,1 / 161,6) \cdot \cos 31,5 = 8,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m_{nm} = 8,5 \text{ мм.}$

Розрахуємо розміри зубчастих шестерні та зубчастого колеса.

Величини кутів ділительних конусів:

$$\delta_1 = a(z_1 / z_2) = a(14 / 23) = 31,3;$$

$$\delta_2 = a(z_2 / z_1) = a(23 / 14) = 58,7.$$

Початкові середні ділительні діаметри шестерні і зубчастого колеса

$$d_w = m_n \cdot z / \cos \beta_m,$$

$$d_{wm_1} = m_n \cdot z_1 / \cos \beta_m = 8,5 \cdot 14 / \cos 31,5 = 139,6 \text{ мм};$$

$$d_{wm_2} = m_n \cdot z_2 / \cos \beta_m = 8,5 \cdot 23 / \cos 31,5 = 276,0 \text{ мм.}$$

Зовнішні діаметри шестерні і зубчастого колеса:

ділительні:

$$d_e = m_{te} \cdot z,$$

$$d_{e1} = 12 \cdot 14 = 168,0 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 12 \cdot 23 = 276,0 \text{ мм}$$

вершин зубів:

$$d_a = d_e + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta,$$

$$d_{a1} = 168 + 2 \cdot 12 \cdot \cos 31,3^\circ = 188,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2}=276+2\cdot 12\cdot \cos 57,7^{\circ}=288,5\text{мм.}$$

западин зубів:

$$d_{fe}=d_e-2,4\cdot m_{te}\cdot \cos \delta,,$$

$$d_{f1}=168,0-2,4\cdot 12\cdot \cos 31,3^{\circ}=143,4\text{мм};$$

$$d_{f2}=276,0-2,4\cdot 12\cdot \cos 58,7^{\circ}=261,0\text{мм.}$$

3.3 Вибір диференціальної передачі для ведучого моста автомобіля

Для проектованого ведучого моста обираємо симетричний шестерний диференціал з примусовим блокуванням.

Основні розміри зубчастих коліс конічної шестерні диференціала приймаємо відповідно до диференціала автомобіля-аналога Renault Premium 2000 - 5309:

- число сателітів: $n = 4$;
- число зубів сателітів: $Z_{cd} = 11$;
- число зубів шестерень: $Z_{ш} = 20$;
- зовнішній окружний модуль: $m_{te,д} = 7,0 \text{ мм}$;
- зовнішня конусна відстань: $R_{e,д} = 66,8 \text{ мм}$;
- кут профілю: $\beta_d = 20^{\circ}$;
- ширина вінця: $b_d = 20,5 \text{ мм}$.

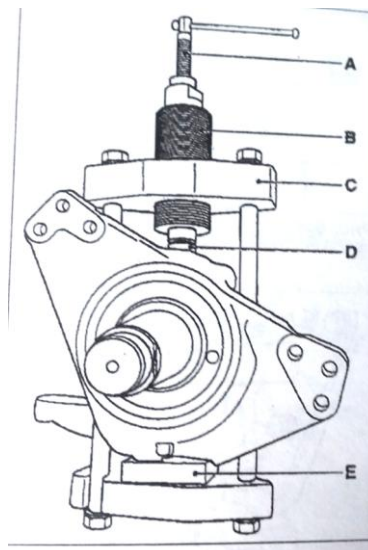


Рисунок 3.2 – Установка для зняття екстрактора шворня

А – Різьбовий штифт, В – Гідравлічний екстрактор, С – Екстрактор, D – підставки, Е – Центрувальна пластина

3.4 Розрахунок осей приводу ведучих коліс

Проводимо розрахунок осей приводу ведучих коліс для вантажного автомобіля підвищеної прохідності з ресорною підвіскою.

Привід до провідних коліс у проектованому провідному мості буде здійснюватися за допомогою півосі. Схема підшипникового вузла з розвантаженою піввіссю. Напіввісь - безфланцева.

Для передачі крутного моменту від півосей на керовані колеса використовуємо шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКС). Визначимо параметри ШРКСу. Для цього попередньо визначимо розрахункове значення моменту для карданної передачі. Для повнопривідного автомобіля це момент M

Так як, завдяки застосуванню бортового редуктора, розрахункове значення крутного моменту відносно невелике, застосування ШРКСу кулачкового типу недоцільно. Тому в проектованому передньому ведучому мості застосуємо здвоєний ШРКС. Попередньо приймаємо наступні його параметри:

- висота по зубам, H - 127 мм;
- діаметр зуба, $d_{ш}$ - 33,65 мм;
- контактне навантаження по лінії дотику голки з зубом, σ_H - 2876,8 МПа;
- навантаження на підшипник, P - 50,39 кН;
- навантаження на підшипник: статична, C_0 - 55,1 кН; динамічна, C - 29,79 кН.]

3.5 Вибір устаткування для розбирання редукторів задніх мостів

Для вантажних автомобілів з підвищеною прохідністю одним із важливих елементів їх трансмісії являються колісні редуктори для ведучого мосту.

Призначення колісних редукторів трансмісії автомобіля: зменшення величини навантаження на основні елементи трансмісії; підвищення крутного моменту на колесах автомобіля; покращення прохідності автомобіля. При виборі колісних редукторів привідного моста необхідно враховувати його основні техніко-економічні показники. В якості проектного варіанту для заднього провідного моста автомобіля вибрано чотирьох сателітний колісний редуктор планетарного типу.

Стенд призначений для розбирання редукторів задніх мостів автомобіля на підвузли (рис. 3.3). У середній частині стенда (рис. 3.3 а), встановлений на підлозі стійці 12 є поворотний стіл 9. Він вручну може повертатися навколо осі стійки і фіксується через 90° стопором 5 за допомогою тяги 7 і педалі 6.

На столі є чотири гнізда 3, на які встановлюють редуктори заднього моста і закріплюють їх двома гвинтовими притисками 2. Кожне гніздо може бути повернене в підшипниках 1 і 4 в одне з чотирьох положень і фіксовано рукояткою 5.

Зверху на двошарнірній консолі 11 встановлений механічний гайковерт 10, що використовується для викрутки болтів кріплення кришок підшипників диференціала .

Крутний момент на шпindel 1 (рис. 3.3 б) механічного гайковерта - передається від електродвигуна 5 через ланцюгову передачу 4. У корпус 7 шпинделя вбудована муфта вільного ходу, внутрішня частина 9 якої пов'язана зі шпинделем справою, а зовнішня 10 - з корпусом .

При повороті вручну корпусу шпинделя проти годинникової стрілки ролики 8, заклинювався в пазах муфти, передають підвищений крутний момент на шпindel 6, необхідний для початкового обертання гайки. Подальше - відвертання гайок проводиться електрогайковертом. Противага 2, з'єднана тросом 3 з 7 корпусом шпинделя, утримує його в піднятому положенні.

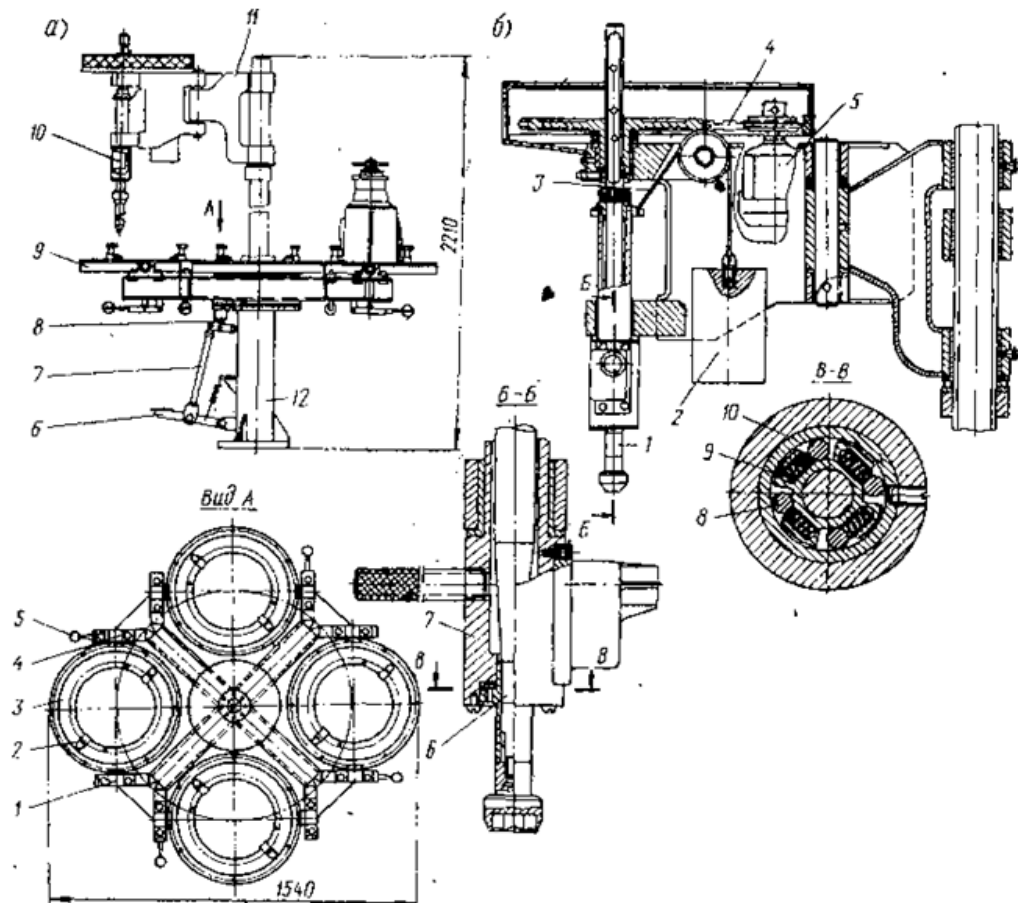


Рисунок 3.3 - Стенд для розбори редуктора задніх мостів

Стенд для розбирання та збирання редуктора заднього мосту, модель 3022. Стенд (рис. 3.4) призначений для розбирання та складання редуктора заднього моста автомобіля.

На підставі 1, звареному з труб, встановлений поворотний стіл 7, вісь якого обертається в підшипниках 3 і 5. На осі змонтована самогальмується черв'ячна пара 8. Обертанням рукоятки 9 повертають стіл 7 в зручне для роботи положення. До редуктор, що ремонтується, закріплюють на столі 7 відкидними затискачами 4. На стійці основи 1 закріплена полиця 2 для деталей. Для збору стікаючої олії передбачений піддон 6.

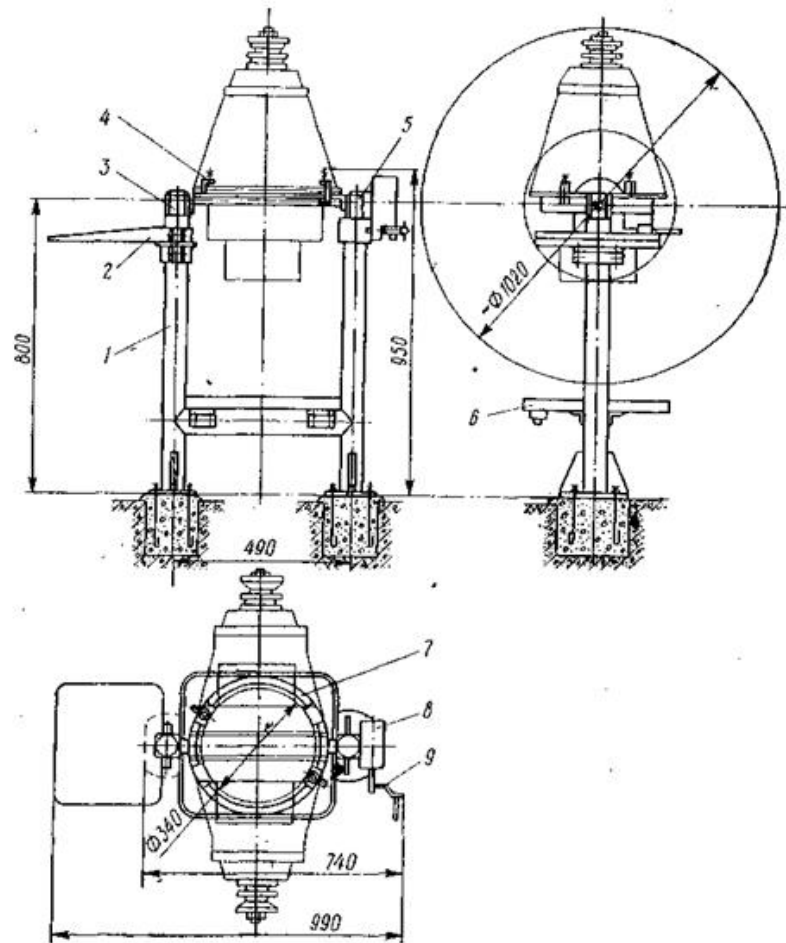


Рисунок 3.4 – Стенд для збирання та розбирання задніх мостів, модель 3022

Стенд (рис. 3.5) призначений для розбирання диференціалу та провідної конічної шестерні редуктора заднього моста автомобіля.

Стіл 18 встановлений на підшипниках кочення і вручну може повертатися навколо осі стійки при натисканні на педаль 2, що опускає фіксатор 5 столу.

На столі встановлені чотири гнізда 7 для розбирання диференціала і чотири гнізда 6 для розбирання ведучої шестерні. 13. Насосна станція 19 розташована під поворотним столом і з'єднується зі знімачем трубопроводами 11, що проходять всередині порожнистої стійки 8. Золотник 4 насосної станції перемикається педаллю 1 допомогою тяги 3. Знімач 14 являє собою гідравлічний циліндр, до корпусу якого кріпляться відкидні захвати 15. Шток знімача упирається в корпус чашки диференціала, а захоплення - в заплечик підшипника. У процесі висування штока відбувається випресування підшипника. Поршень ущільнюється двома різаними новими манжетами, а шток

— круглими гумовими кільцями. Гніздо 7 розбирання диференціала встановлено на двох підшипниках ковзання 17, в яких обертаються цапфи корпусу. Корпус фіксується через 90 ° стопором. Диференціал кріпиться до корпусу гнізда двома гвинтовими притисками 16. Робота на стенді проводиться так. У гнізда 7 встановлюють і закріплюють диференціали. Знімачем 14 випресовують один підшипник, потім гніздо повертають на 180° і випресовують інший підшипник. Після цього гайковерт 9 відвертають гайки диференціала і розбирають його повністю. Кожна операція проводиться послідовно всіх шести гніздах з поворотом столу 18, після чого приступають до наступної операції.

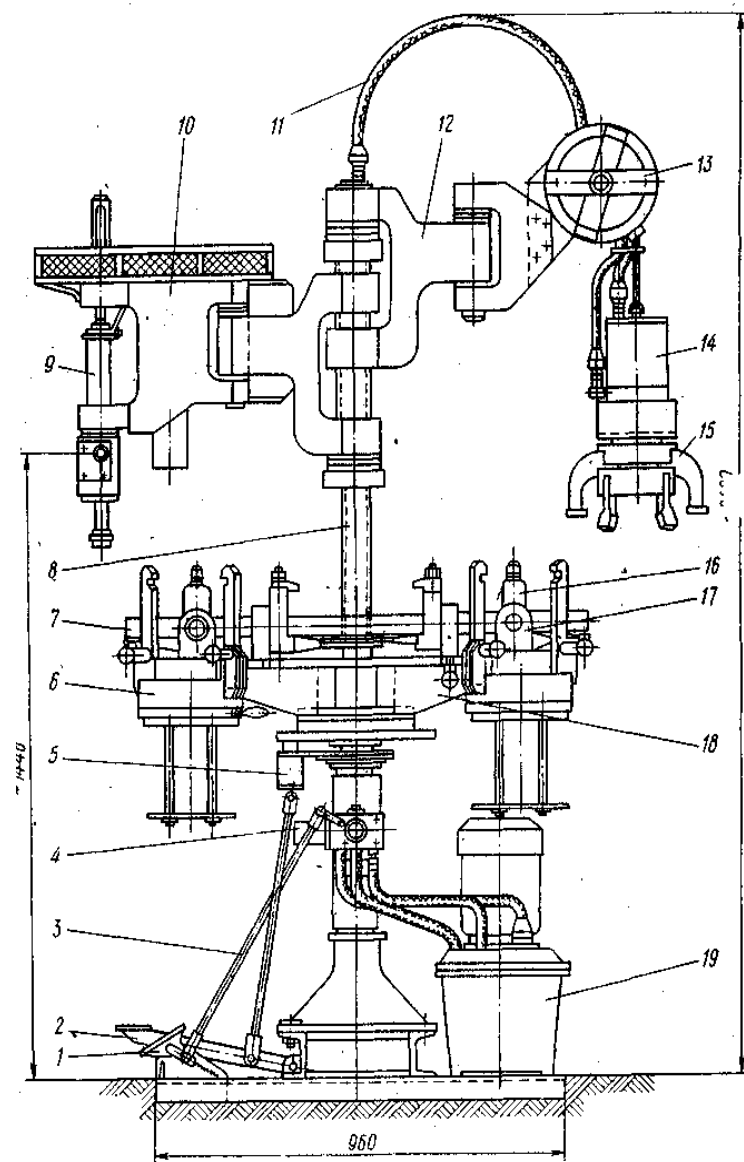


Рисунок 3.5 – Стенд для розбирання диференціала

В таблиці 3.2 приведено геометричні розміри зубчастих коліс для колісного редуктора.

Таблиця 3.2 Геометричні розміри зубчастих коліс для колісного редуктора

Геометричні параметри	Колесо привідне	Сателіт	Колесо корінне
Кількість зубів	21	15	51
Значення модуля, мм	5,0		
Величина кута зачеплення для вихідного контуру	20°		
Дільний діаметр, мм	95,5	70,0	237,0
Висота головки зуба, мм	5,0	5,0	2,83
Загальна висота зуба, мм	10,0	9,0	9,38
Відстань між осями, мм	118,69		

Для ведучих мостів вантажних автомобілів з підвищеною прохідністю принцип вибору необхідних колісних редукторів для ведучих мостів базувався по результатах аналізу різних конструкцій редукторів, значеннях розрахункового крутного моменту та величини числа передач із врахуванням експлуатаційних характеристик та техніко-економічних показників вибраних для аналізу конкретних моделей. Як оптимальний варіант були вибрані редуктори планетарного типу, враховуючи компактність їхньої конструкції, великих значень робочого крутного моменту та надійної роботи в процесі експлуатації автомобіля. По результатах аналізу експлуатаційних характеристик редукторів різного типу були вибрані редуктори, які

забезпечують зміну передавального числа в діапазоні від двох до трьох , при крутному моменті на колесах автомобіля з діапазоном 8000...12000 Нм. Головний критерій вибору конкретної моделі редуктора – висока ефективність та надійність при експлуатації.

На основі проведених розрахунків основних силових та кінематичних параметрів робочих вузлів ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000 зроблено наступні висновки. Оптимальне значення максимального крутного моменту на ведучому мості автомобіля (розрахунковий варіант) в межах 4000 Нм, при врахуванні оптимального значення передавального числа головної передачі та величини коефіцієнта корисної дії трансмісії в цілому. Визначено значення крутних моментів для кожної осі автомобіля на основі розрахунку необхідного навантаження на конкретну вісь приводу при різних його конфігураціях.

Проаналізовано конструкції основних типів колісних редукторів, які включали в себе різноманітні циліндричні, планетарні та черв'ячні редуктори. Для подальшого вдосконалення конструкції та проведення необхідних розрахунків вибрано редуктори планетарного типу, враховуючи їх компактність, експлуатаційну ефективність та здатність витримувати силові навантаження в широких діапазонах.

Основними критеріями для вибору ресорної підвіски для вантажного автомобіля з підвищеною прохідністю були вибрані параметри міцності окремих деталей підвіски, надійність при експлуатації, простота конструкції, спрощений варіант технологічного процесу складання та розбирання, задовільна ремонтпридатність, а також забезпечення високого дорожнього просвіту.

В загальному, запропоновані конструкторсько-технологічні рішення, щодо ведучого моста підтвердили свою ефективність при аналізі його експлуатаційних характеристик, включаючи підвищену міцність, надійність та довговічність, що дозволило покращити прохідність автомобіля, суттєво понизити сумарне навантаження на трансмісію та забезпечити стабільність в роботі автомобіля в різних умовах.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Аналіз фізичних процесів в зоні фрикційного контакту при використанні металоплакуючих мастил

Питання створення нових мастильних матеріалів для здійснення вибіркового перенесення та більш ефективного їх використання відомих не можуть бути вирішені без урахування механохімічних процесів у зоні фрикційного контакту.

Механохімічні властивості пластичних та металоплакуючих мастильних матеріалів, у тому числі захисні, та їх стабільність у процесі експлуатації у присутності агресивних середовищ, а також при тривалих перервах у роботі можуть погіршуватися. Це багато в чому визначається зміною таких фізико-хімічних характеристик мастильних матеріалів, як здатність до окислення, випаровування легколетких компонентів, зволоження та висихання від водяної пари. Перелічені характеристики взаємно пов'язані та безпосередньо впливають на експлуатаційні властивості мастильних матеріалів. Їх стабільність у часі визначає надійність поєднання пари тертя і механізму в цілому.

Перелік цих характеристик мастильних середовищ дуже важливий для роботи трибоспряження в режимі вибіркового перенесення. Мастильні матеріали повинні містити тверді наповнювачі або володіти здатністю до вибіркового розчинення мідних сплавів і відновлювальною здатністю, забезпечуючи утворення плівки з низькою критичною напругою зрізу за рахунок наповнювача або в результаті селективної корозії одного з компонентів фрикційної пари, подальшого перенесення і становлення окислів на поверхнях тертя.

У зв'язку зі створенням нових пластичних мастильних матеріалів для роботи в режимі вибіркового перенесення, які містять різні за активністю присадки, підвищується значущість досліджень з оцінки їх захисних властивостей та стабільності. Захисні властивості плівок пластичних та інших мастильних матеріалів визначаються двома основними факторами: наявністю

мастильного шару, нанесеного на метал і захищає його від корозії завдяки механічній ізоляції поверхні від вологи та кисню повітря; ефективністю гальмування електрохімічних процесів корозії завдяки адсорбції та хемосорбції поверхневоактивних речовин (інгібіторів корозії) на металі. В активних середовищах за наявності електроліту, окисного агента і при високих температурах присадки (наприклад, сірко- і фосфоровмісні) розкладаються і можуть утворювати корозійно-активні сполуки.

Порошки металів та їх оксидів, які використовуються для металоплакуючих мастильних матеріалів, володіючи розвиненою поверхнею, можуть впливати на протиокислювальні, протикорозійні та захисні властивості мастильних матеріалів, граючи роль пігментів, мікропротекторів та ін. Внаслідок високої напруженості електромагнітних полів у мікрозазорах пар тертя зростає поляризуюча дія металічних наповнювачів, що відбивається на об'ємних і поверхневих властивостях дисперсних мастильних матеріалів. Так, дисульфід молібдену і графіт посилюють електрохімічну корозію металу, що захищається, гальмують утворення пасивуючих шарів оксидів, активують анодний процес розчинення і, меншою мірою — процес катодної деполяризації. Для підвищення їх колоїдної (агрегативної) стійкості використовують поверхнево-активні речовини, які одночасно з диспергуванням і стабілізацією твердих частинок в обсязі знижують їх корозійну активність.

Якщо тверда фаза мастильного матеріалу є донором електронів, то стають можливими катодні реакції відновлення первинних радикалів і оксикислот; при цьому окислення сповільнюється. Електропозитивні наповнювачі (наприклад, мідь) посилюють окислення, очевидно, електрохімічним шляхом. Поки що немає відомостей про методику обґрунтованого вибору оптимальних концентрацій наповнювачів, вплив характеру наповнювача металоплакуючих мастильних матеріалів на особливості тертя і зношування при вибіркового переносі, захисних властивостях і стабільності таких середовищ.

Розглянемо механохімічні процеси на прикладі захисних властивостей і стабільності, які сприяють прояву вибіркового перенесення пластичних мастильних матеріалів ЦАТИМ-201, ВНДІ НП-285 і ВНДІ НП-2 5 4,

металоплакуючого ЦІАТИМ-201 з порошкоподібними наповнювачами, а також Літол-24 з комплексом наповнювачів.

Поширені на практиці методи оцінки захисних властивостей і стабільності в експлуатації пластичних і металоплакуючих мастильних матеріалів, засновані на стендових і натурних випробуваннях, досить трудомісткі. Низька електрична провідність переважної більшості пластичних мастильних матеріалів ускладнює застосування багатьох електрохімічних методів вивчення процесів корозії і зношування під мастильним шаром. Існуючі стандарти не дають можливості розділити такі характеристики мастильних матеріалів, як здатність до окислення, випаровування, зволоження та висихання від пар води, тому зазвичай проводять додатково електрохімічні або спеціальні випробування.

Інформація про дані характеристики наведена в довідниковій технічній літературі, а також шляхом вимірювання та аналізу частотної залежності ємності та опору системи металопластичний мастильний матеріал – електроліт. Останній метод застосовують щодо будови подвійного шару межі метал — електроліт, явищ адсорбції, кінетики електродних процесів, якості ізолюючих покриттів. Метод широко використовується у хімотології для визначення ефективності захисної дії мастильних матеріалів.

Для нанесення плівок певної товщини (близько 100 мкм) на попередньо оброблену пилом активованого вугілля циліндричну поверхню використовували пристосування із заданим розміром калібрувального отвору. З метою отримання однакових плівок по товщині на плоских підкладках був використаний трафарет. Надлишок мастильного матеріалу видаляли шпателем. Для ємнісно-омічних випробувань використали міст змінного струму Р-568. Вимірювання проводили в середовищі 0,5 NaCl та імітує вплив вологи і хлоридів на захисні властивості і стабільність пластичних і металоплакуючих мастильних матеріалів.

При випробуваннях плоскі мідні та латунні підкладки з плівками мастильних матеріалів розташовували в ексикаторі, на дно якого поміщали кювету, заповнену водою або прожареним хлористим кальцієм для створення в ній вологої або осушуючої атмосфери. Після кожного циклу випробувань

(короткочасного або тривалого знаходження мастильних матеріалів не в електроліті, як у випадку ємнісно-омічного методу, а у вологій або осушуючій атмосфері) контролювали зміну маси мастильних матеріалів. При використанні ємнісно-омічного методу в якості допоміжного електрода був узятий графітовий циліндр з внутрішнім діаметром 20 мм. Вивчали частотні залежності ємності і опору системи метал – пластичний мастильний матеріал – електроліт із використанням вихідних і відпрацьованих у вузлі тертя мастильних матеріалів. Досліджуваний зразок значно меншої площі (діаметр 3 мм, довжиною 35 мм) з нанесеною плівкою мастильного матеріалу розташовували по осі циліндричного допоміжного електрода більшої площі для забезпечення однорідності електричного поля та правильного обліку опору електроліту.

Для забезпечення повторюваності результатів випробування проводили на декількох зразках з рівноцінними плівками пластичних мастильних матеріалів. Якість і суцільність плівок аналізували мікроскопом і контролювали за ємністю і опором, які встановлюється в системі, що розглядається, на частоті 1000 Гц, через 1 год після занурення зразків в електроліт. Внаслідок відбракування змащувальних плівок, які знову наносяться, в основному за останнім критерієм помилка паралельних експериментів не перевищувала 10 % вимірюваної величини.

4.2 Дослідження триботехнічних характеристик металоплакуючих мастил

Результати випробувань на короткочасну циклічність зміни вологості атмосфери для пластичних мастильних матеріалів, які сприяють реалізації вибіркового переносу, приведені на рис. 4. 1. Зміна маси мастильного матеріалу ЦІАТИМ- 201 визначається насамперед її інтенсивним випаром, а також зволоженням або висиханням вологи. Маса мастильного матеріалу знижується як у вологій, так і в сухій атмосфері за рахунок випаровування легколетких компонентів. Мастильний матеріал ВНДІ НП-254 окислюється незначно,

зволожується і випаровується слабо; ВНДІ НП-285 інтенсивно вбирає вологу, яка при сушінні випаровується, процес окислення виражений незначно, мабуть, внаслідок термоокислювальної стабільності основи мастильного матеріалу.

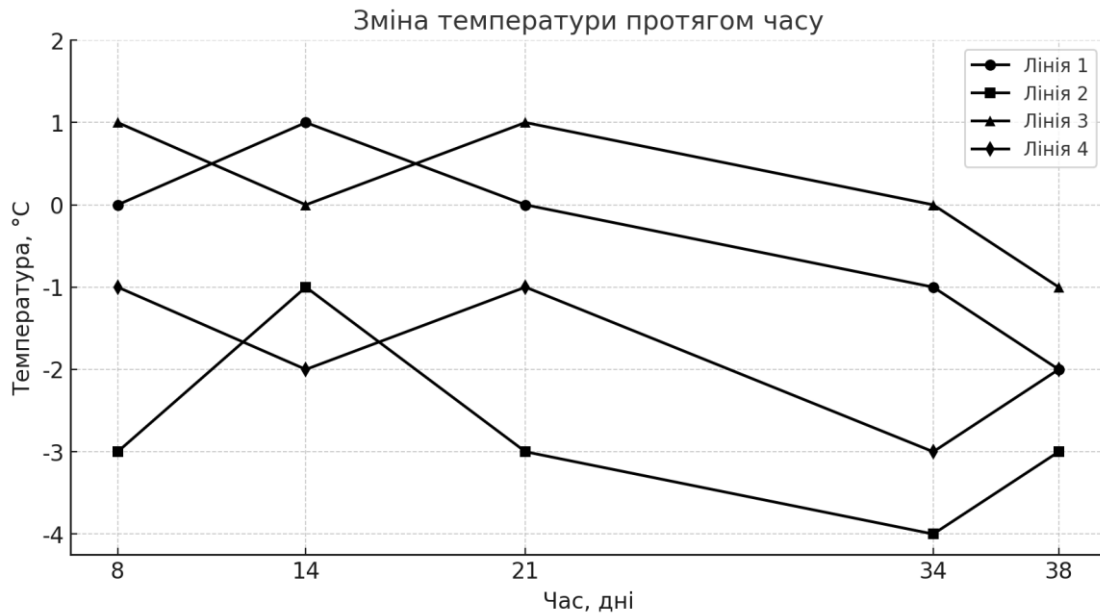


Рисунок 4. 1. Зміна маси пластичних мастильних матеріалів ВНДІ НП-254 (1), ВНДІ НП-285 (2) ВНДІ НП-288, (3) та ЦІАТИМ-201 (4) при періодичній зміні вологості навколишньої середовища.

Система метал — пластичний мастильний матеріал — електроліт може бути змодельована електричним конденсатором, обкладками якого є робочий електрод та електроліт, а діелектричною прокладкою — пластичний мастильний матеріал. Як видно з рис .4. 2, частотні залежності ємності та опору для вибраних мастильних матеріалів різні. Для ЦІАТИМ-201 спостерігається різкий спад ємності та незначне зменшення опору при підвищенні частоти, для ВНДІ НП-254 та ВНДІ НП-285 більшою мірою змінюється опір та меншою мірою ємність. Відповідно до роботи кращими захисними властивостями мають ті покриття, опір яких залежить від частоти сильніше, а від ємності слабше. Очевидно, ВНДІ НП-254 і ВНДІ НП-285 утворюють на поверхні міді більш досконалі захисні плівки, ніж виявляє відносну стабільність до окислення

мастильний матеріал ЦІАТИМ-201, що узгоджується з результатами випробувань (рис. 4. 1) для нормальної температури у вологій та осушуючій атмосфері.

У процесі експлуатації при зміні вологості та температури середовища захисні властивості та стабільність пластичних мастильних матеріалів змінюються. Спільне визначення ємнісно-омічних характеристик у середовищі електроліту та змін маси мастильного матеріалу у вологій та осушуючій атмосфері дозволяє виділити роль окислення, випаровування та зволоження у зміні захисних властивостей та стабільності мастильних матеріалів. Можна припустити, що в атмосфері різної вологості мастильні матеріали ВНДІ НП-254 та ВНДІ НП-285 матимуть більшу стабільність та кращі захисні властивості, ніж ЦІАТИМ-201.

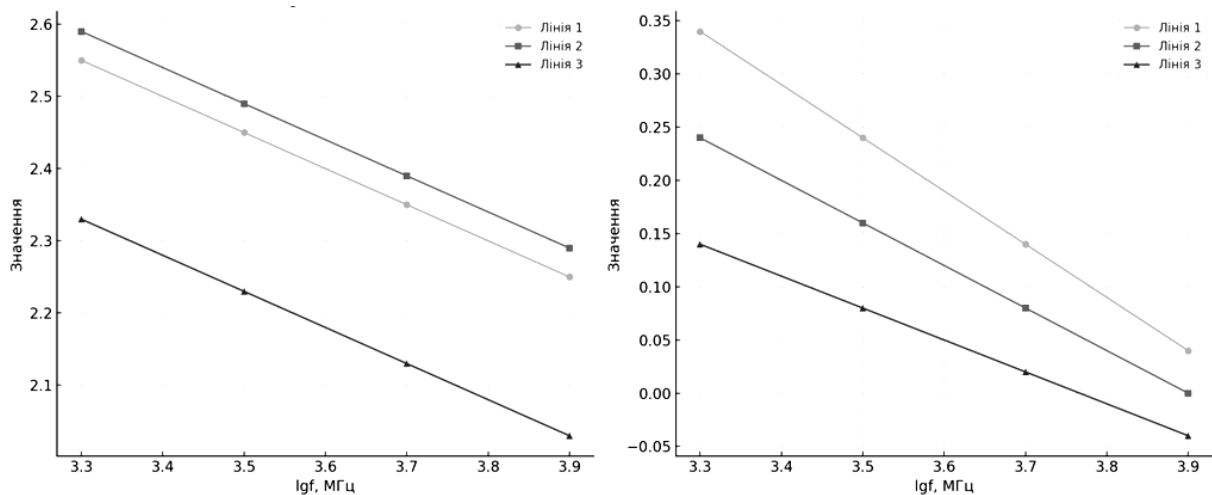


Рисунок 4. 2. Залежності опору (а) та ємності (б) мідних електродів з плівками пластичних мастильних матеріалів ВНДІ НП-254 (1), ВНДІ НП-285 (2) та ЦІАТИМ-201 (3) від частоти змінного струму.

У процесі експлуатації реального вузла тертя можливе розрідження мастильного матеріалу в результаті зволоження, термо-, механодеструкції та інших фізико-хімічних процесів у зоні фрикційного контакту. При цьому погіршуються як експлуатаційні, так і захисні властивості та стабільність мастильного прошарку (рис.4. 3). Для ВНДІ НП-285 у стані поставки характерні більш інтенсивні зміни опору та менші зміни ємності зі збільшенням частоти

змінного струму по відношенню до значення частоти після випробувань у парі вал — частковий вкладиш протягом 10 год.

Експлуатаційні властивості пластичних мастильних матеріалів можуть бути суттєво підвищені при введенні в них твердих порошкоподібних наповнювачів. Тому закономірно вплив наповнювачів і такі характеристики пластичних мастильних матеріалів, як окислюваність, випаровування легколетких компонентів, зволоження чи висихання.

Роль наповнювачів у зміні зазначених характеристик мастильних матеріалів показують випробування у вологій та осушуючій атмосфері (рис. 4 4). Для ЦІАТИМ-201 + 10 % Мо8г характерно значно менше порівняно з ЦІАТИМ-201 випаровування легколетких компонентів. Поглинута таким пластичним мастильним матеріалом волога швидко випаровується в осушуючій атмосфері. Якщо маси ЦІАТИМ-201 і ЦІАТИМ-201 + 10 % М082 знижуються як у вологій, і у осушуючій атмосфері, то середовищі ЦІАТИМ-201 + 10 % Сu властиве зменшення маси в осушуючій атмосфері.

Значного підвищення експлуатаційних захисних властивостей і стабільності пластичних мастильних матеріалів можна досягти застосуванням комплексу наповнювачів. При цьому суттєво покращуються також такі стандартні характеристики, як колоїдна стабільність, температура краплепадіння, наявність вільних кислот і лугів, випаровуваність, що можна показати на прикладі мастильного матеріалу Літол-24, який містить як наповнювачі гліцерин, пальмітат міді, ПТФЕ і дисульфід молібдену.

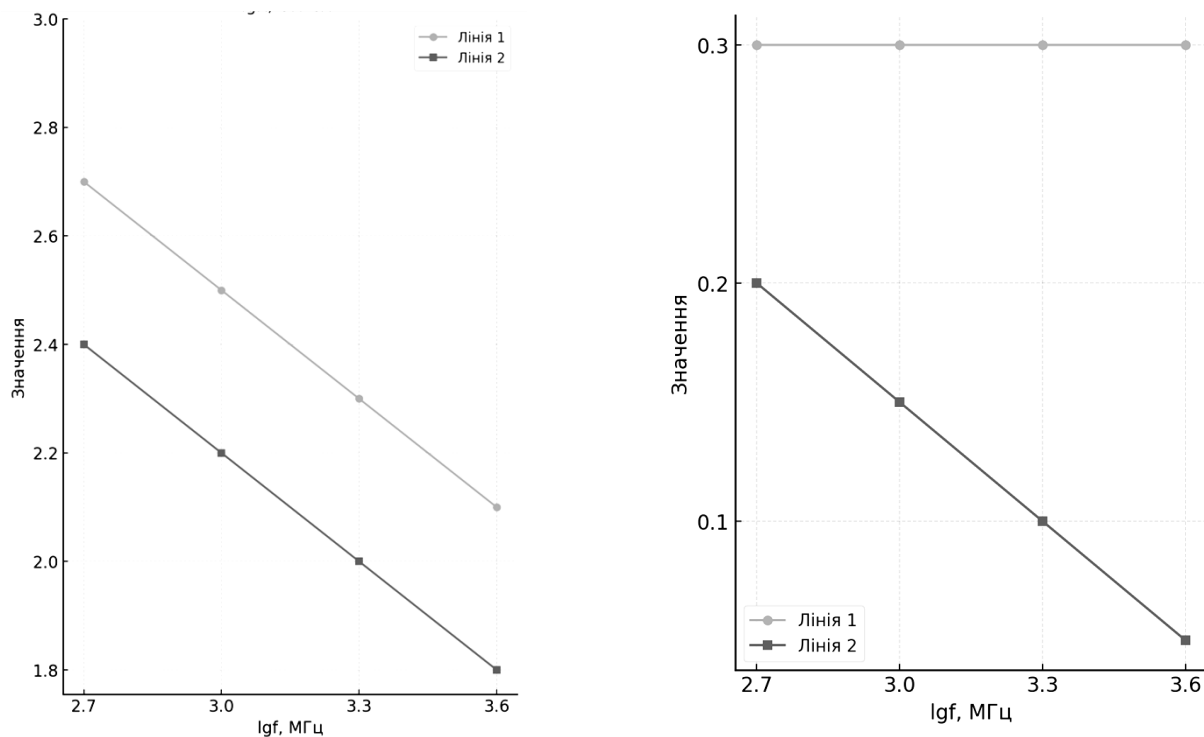


Рисунок 4. 3. Залежність опору (а) та ємності (б) електродів з плівками ВНДІ НП-285 у вихідному (1) та відпрацьованому (2) станах від частоти змінного струму

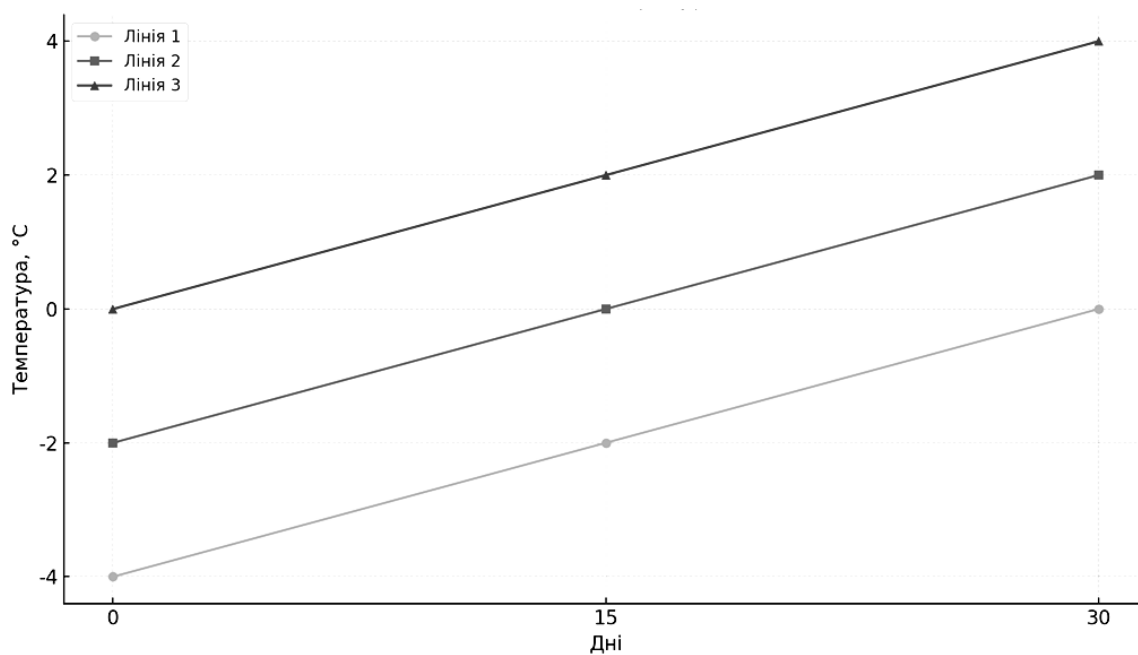


Рисунок 4. 4. Зміна характеристик ЦІАТИМ-201 (1), ЦІАТИМ-201 + 10 % Мо (2) та ЦІАТИМ-201 + 10 % Сі (5) при випробуваннях на тривалу циклічність зміни вологості атмосфери

Гліцерин має поверхнево-активні та відновлювальні властивості та сприяє роботі сполучення в режимі вибіркового переносу. Пальмітат міді сприяє утриманню гліцерину в композиції і виділенню міді внаслідок її контактного витіснення іонами заліза з органічної солі, а також стабілізує властивості композиції в області підвищених температур. ПТФЕ покращує мастильні властивості композиції, забезпечує плавність ковзання та підвищує її в'язкість. Дисульфід молібдену підвищує зносостійкість та здатність навантаження вузла тертя.

З наведених експериментальних даних випливає, що пластичні мастильні матеріали ВНДІ НП-254 і ВНДІ НП-285 утворюють більш досконалі захисні плівки, ніж ЦІАТИМ-201, причому ці плівки зберігають більшу стабільність у процесі тривалих випробувань, яка може бути покращена введенням твердих наповнювачів або комплексу наповнювачів.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Заходи щодо зниження професійних ризиків

У сучасних умовах охорони праці і виробничої безпеки важливо не тільки усвідомлювати можливі професійні ризики на робочому місці, але й активно вживати заходів щодо їх зниження та запобігання. Розглянемо різноманітні методи і засоби, які можуть бути використані для скорочення можливих небезпек на ремонтній дільниці, технічні аспекти, що включають використання безпечного обладнання і технологій, так і організаційні заходи, такі як навчання персоналу, розробка заходів безпечної роботи і дотримання правил безпеки. Визначимо засоби персонального захисту, необхідність профілактичних медичних оглядів і інших методів, спрямованих на створення безпечного і здорового робочого середовища для працюючих на ремонтній дільниці.

В таблиці 5.1 приведено засоби індивідуального та колективного захисту, для зниження впливу кожного небезпечного та шкідливого виробничого фактора.

Таблиця 5.1 - Методи і засоби зниження професійних ризиків

Небезпечний та шкідливий виробничий фактор	Методи та засоби захисту, зниження, усунення небезпечного і шкідливого виробничого фактора	Засоби індивідуального захисту працівника
Ультрафіолетове випромінювання зварювальної дуги	Використання спеціальної одягу. Застосування засобів колективного захисту; нанесення попереджуючих написів, інформаційних табличок, міток	Зварювальна маска, зварювальні рукавички

Іскри, бризки розплавленого металу	Використання спеціального одягу. Використання засобів захисту органів зору і органів дихання.	Спецівка, захисні окуляри, захисні рукавички, спеціальні черевики.
Електромагнітні поля	Використання узгоджених навантажень та поглиначів потужності, що знижують напруженість та щільність потоку енергії електромагнітних хвиль;	Окуляри та спецодяг, з металізованої тканини.
Зварювальний дим, що має у складі тверді та газоподібні токсичні речовини. Дрібнодисперсний пил. Наявність в повітрі робочої зони шкідливих речовин	Провітрювання приміщення. Застосування засобів індивідуального захисту.	Респіратор, що фільтрує, маски.
Шум	Зменшення акустики приміщення за рахунок спеціальних матеріалів, накладених на стіни або великі металеві предмети.	Беруші
Ультразвук	Використання ізолюючих корпусів та екранів. Недопущення тривалого впливу. Забезпечення технічних перерв в роботі	Протишуми. Гумові і бавовняно-паперові рукавички

Зазначені методи зниження професійних ризиків дозволяють значно знизити вплив на працюючих та підвищити загальний рівень безпеки на виробництві.

5.2 Забезпечення пожежної безпеки технічного об'єкта

У забезпеченні пожежної безпеки технічного об'єкта полягає один з

найважливіших аспектів забезпечення надійної і безпечної роботи підприємства. Пожежна безпека є невід'ємною частиною загальної системи безпеки та вимагає комплексного підходу та постійного контролю. Розуміння та суворе дотримання заходів щодо забезпечення пожежної безпеки є ключовим елементом для захисту життя та майна на технічному об'єкті.

У таблиці 5.2 наведено ідентифікацію джерел потенційного виникнення класу пожежі та виявлених небезпечних факторів пожежі, розробка технічних засобів.

Таблиця 5.2 - Ідентифікація джерел потенційного виникнення класу пожежі та виявлених небезпечних факторів пожежі

Найменування дільниці	Устаткування	Клас пожежі	Небезпечні фактори пожежі	Супутні прояви факторів пожежі
Складальна дільниця	Інверторний апарат дугового зварювання MMA- 200S	A – тверді матеріали.	Дим, іскра, відкритий вогонь, інтенсивне теплове випромінювання	Низька волога, наявність поряд із джерелом загоряння бавовняно- паперових виробів, деревини, і ін. горючих матеріалів
	Кутова шліфувальна машина Bosch PWS 650-115	A - тверді матеріали.	Дим, іскра, відкритий вогонь, інтенсивне теплове випромінювання	Низька волога, наявність поряд із джерелом загоряння бавовняно- паперових виробів, деревини, і ін. горючих матеріалів

	Краскопульт безповітряного розпилення Graco	В – горіння рідин	Натуральні та синтетичні мастила, лакофарбові вироби.	Пари легкозаймистих рідин, які вибухають при змішуванні з повітрям
--	--	-------------------------	---	---

В таблиці 5.3 наведено первинні і мобільні засоби пожежогасіння, засоби пожежної автоматики та індивідуального захисту для порятунку людей при пожежі, пожежне обладнання і інструмент.

Таблиця 5.3 Первинні та мобільні засоби пожежогасіння

Вогнегасник, бочка з водою, тканина азбестова, ящики з піском	Первинні засоби пожежогасіння
Пожежний автомобіль	Мобільні засоби пожежогасіння
Автоматичні установки пожежогасіння	Установки пожежогасіння
Прилади приймально-контрольні, пожежні прилади управління, технічні засоби оповіщення та управління евакуацією, пожежні системи передачі повідомлень про пожежу	Засоби пожежної автоматики
Модуль порошкового пожежогасіння	Пожежне обладнання
Засоби захисту органів дихання (респіратори, протигази, саморятувальники виготовлені з підручних засобів, протипилові тканинні маски та марлеві пов'язки), засоби захисту шкірного покриву (захисні костюми, гумові чоботи та ін)	Засоби індивідуального захисту та порятунку людей під час пожежі
Немеханізована: пожежна багра, сокира, брукт. Механізований гідронасос, силовий ріжучий вузол.	Пожежний інструмент (механізований і немеханізований)
Система оповіщення про пожежі, сигналізація	Пожежна сигналізація, зв'язок і оповіщення

У таблиці 5.4 вказані ефективні організаційно-технічні заходи по запобіганню пожежі.

Таблиця 5.4 – Організаційно-технічні заходи щодо запобігання пожежі

Найменування технологічного процесу, вигляд об'єкта	Найменування видів робіт	Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки
Зварювання металевих труб	Зварювання	Відсутність поряд з електродами зварювання легкозаймистих рідин, газів і тканин.
Шліфування зварних з'єднань	Шліфування	Відсутність поруч із працюючою шліфувальною машиною легкозаймистих рідин, газів і тканин.
Нанесення захисного шару на металеву раму	Фарбування	Відсутність поряд відкритого вогню.

Забезпечення пожежної безпеки на технічному об'єкті є фундаментальним аспектом правильною експлуатації і захисту від надзвичайних ситуацій. Ключовими заходами є навчання персоналу безпечних методів і дій у разі пожежі, регулярні перевірки систем пожежної сигналізації і гасіння, а також суворе дотримання норм і вимог пожежної безпеки. Важливо пам'ятати про необхідність планування і проведення навчань по евакуації персоналу для мінімізації потенційних загроз. Забезпечення пожежної безпеки на технічному об'єкті вимагає постійного уваги, активного підходу і готовності до дій в випадку виникнення надзвичайних ситуацій.

5.3 Оцінка стійкості механічного цеху машинобудівного підприємства до дії ударної хвилі ядерного вибуху

Максимальне значення очікуваного на об'єкті надлишкового тиску в експериментальних умовах, якщо об'єкт знаходиться на максимальній віддалі від центра вибуху.

Знаходимо для кожного елементу цеху надлишковий тиск, що викликає руйнування.

Знаходимо границю стійкості цеху в цілому по мінімальній границі стійкості елементів, що входять в його склад.

Порівнюємо знайдену границю стійкості цеху з очікуваним максимальним значенням надлишкового тиску на території підприємства.

Робимо висновок, що цех нестійкий до дії ударної хвилі ядерного вибуху.

Таблиця 5.5 – Висновки та заходи по підвищенню стійкості механічного цеху до дії ударної хвилі ядерного вибуху

Висновки	Заходи по підвищенню стійкості роботи механічного цеху
Найуразливішим елементом цеху є конструкції будівель, які є нестійкими при $\Delta P_{\text{фmax}}=100$ кПа. Верстати всіх типів і підйомно-транспортне обладнання також піддаються повному руйнуванню, як і наземний газопровід при $\Delta P_{\text{фmax}}=100$ кПа Підземний водопровід не ушкоджується. Механічний цех в результаті дії	Для підвищення стійкості будівель необхідно: – для конструкційних і несучих елементів використовуємо більш міцні матеріали та встановлюємо додаткові зв'язки між ними; – раціонально компанувати розміщення технологічного обладнання під час об'ємно-планового проектування; - створити запас найчутливіших

ударної хвилі працювати не зможе

деталей

5.4 Оцінка стійкості роботи механічного цеху до впливу світлового випромінювання

Визначаємо максимальний світловий імпульс і надлишковий тиск ударної хвилі, які очікуються на території об'єкту на відстані 0,8км для боєприпасу потужністю 30 кт і наземного вибуху.

Визначаємо ступінь вогнестійкості будівель і знаходимо, що по вказаних вихідних параметрах будівлі №1 відноситься до III степені вогнестійкості, а будівля №2 до III степені вогнестійкості. Результати оцінки та характеристики будівель цеху і його елементів заносимо в таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Результати оцінки стійкості будівель механічного цеху до впливу світлового випромінювання

№	Елементи будівель	Степінь вогнестійкості будівель	Категорія пожежної небезпеки у виробництві	Елементи будівель, що можуть спалахнути	Світловий імпульс	Границя стійкості	Зона пожежі
1	Одноповерхова з неметалевим каркасом	III	Д	Двері дерев'яні, фарбовані в темний колір	210		Зона суцільних пожеж
				Віконні рами дерев'яні темного кольору	210		
				Покриття – толь	540		
2	Хорова печка	III	Д	Перекриття з дерев'яних елементів	580	210	

				Неметалевий каркас	1670		
--	--	--	--	--------------------	------	--	--

5.5 Оцінка стійкості роботи механічного цеху до дії проникаючої радіації та радіоактивного зараження

Максимальний рівень радіації, якщо вісь сліду радіоактивної хмари проходить через територію об'єкту: $P_{1\max} = 2400 \text{ Р/год.}$

Тоді доза проникаючої радіації буде: $D_{\max}^{np} = 10000 \text{ Р.}$

Коефіцієнт послаблення дози радіації для сховища IV класу визначається за формулою:

$$K_{\text{посл}}^{cx} = K_p \cdot 2^{\left(\frac{h_{\delta}}{d_{\delta}} + \frac{h_{\text{гр}}}{d_{\text{гр}}}\right)} = 8 \cdot 2^{\left(\frac{23}{10} + \frac{24}{14.4}\right)} = 128$$

де K_p – коефіцієнт, що враховує розміщення сховища, для вбудованого $K_p = 8$;

h_{δ} – товщина шляху перекриття з бетону, $h_{\delta} = 23 \text{ см.}$

$h_{\text{гр}}$ – товщина шару перекриття з ґрунту, $h_{\text{гр}} = 24 \text{ см.}$

$d_{\text{гр}}$ і d_{δ} – відповідно товщина шару половинного послаблення радіації, $d_{\text{гр}} = 14,4 \text{ см.}$, $d_{\delta} = 10 \text{ см.}$

Визначаємо дозу опромінення, яку можуть отримати робітники та службовці, перебуваючи у виробничих будівлях чи сховищах за робочу зміну за формулами:

$$D_{\max}^{\text{бюд}} = \frac{5 \cdot P_{1\max} (t_n^{-0.2} - t_k^{-0.2})}{K_{\text{посл}}^{\text{бюд}}} = \frac{5 \cdot 2400 (1^{-0.2} - 9^{-0.2})}{8} = 533$$

$$D_{\max}^{cx} = \frac{5 \cdot P_{1\max} (t_n^{-0.2} - t_k^{-0.2})}{K_{\text{посл}}^{cx}} = \frac{5 \cdot 2400 (1^{-0.2} - 9^{-0.2})}{128} = 33$$

Визначаємо межу стійкості роботи цеху в умовах радіаційного зараження:

$$P_{1\lim} = \frac{D_{cm} \cdot K_{носл}}{5(t_n^{-0.2} - t_k^{-0.2})} = \frac{25 \cdot 8}{5(1^{-0.2} - 9^{-0.2})} = 98 \text{ Р/год.}$$

Оскільки $P_{1\lim} < P_{1\max}$, то об'єкт не стійкий до радіоактивного забруднення

За результатами робимо висновок, що об'єкт нестійкий до радіоактивного зараження.

Таблиця 5.7 – Висновки по стійкості цеху до дії радіації

Висновки	Заходи по підвищенню стійкості цеху
Об'єкт може опинитися в зоні небезпечного радіоактивного зараження з максимальним рівнем радіації 2400 Р/год після вибуху. Механічний цех нестійкий до радіоактивного зараження. Захисні властивості не забезпечують неперервності роботи протягом встановленого часу роботи в умовах максимального рівня радіації, тому що межа стійкості роботи об'єкта $P_{1\lim}=98 \text{ Р/год} < P_{1\max}=2400 \text{ Р/год}$	Для підвищення стійкості цеху до радіаційного забруднення необхідно: – Підвищити ступінь герметизації цеху; – Підготувати систему вентиляції цеху до роботи в режимі очистки повітря від радіоактивного пилу, обладнати її сітковим масляним протипиловим фільтром і перешкодами; – Розробити режими радіоактивного захисту робочих та роботи механічного цеху в умовах радіоактивного зараження; – Підвищити коефіцієнт послаблення радіації сховища.

ВИСНОВКИ

Згідно поставленої мети магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Удосконалення конструкції ведучих мостів вантажного автомобіля Renault Premium 2000 з дослідженням механо-хімічних процесів в металоплакуючих мастильних середовищах вузлів трибо спряжень автомобіля» проаналізовано конструкції різних типів ведучих мостів, включаючи жорсткі нерозрізні мости, мости з незалежною підвіскою і півосьові мости.

Проведено патентний пошук з метою пошуку та аналізу сучасних технологій та конструктивних рішень в області ведучих мостів автомобілів. На основі аналізу технічної та патентної літератури виділено перспективні технології, покращені матеріали, системи мащення та охолодження, які можуть бути інтегровані в конструкцію розроблюваного ведучого мосту. Вибір жорсткого мосту з ресорною підвіскою обґрунтований як з технічної, так і з економічної точки зору, що робить його найбільш придатним рішенням для даного типу вантажного автомобіля.

У технологічному розділі приведено розроблену технологію складання ступиці ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000, враховані основні етапи та послідовність операцій для ефективного і якісного процесу збирання. Розроблена технологія складання ступиці ведучого моста Renault Premium 2000 являє собою важливий етап в створенні якісної і надійної системи пасивної безпеки

Тяговий розрахунок є ключовим етапом в проектуванні автомобіля, оскільки він визначає здатність транспортного засобу розвивати необхідну потужність для забезпечення заданої продуктивності і виконується для підтвердження заявлених тягово-потужних характеристик автомобілів. Для автомобіля Renault Premium 2000 тяговий розрахунок дозволяє визначити оптимальні характеристики двигуна та трансмісії, враховуючи масу автомобіля, коефіцієнт опору руху, ухили дороги та інші параметри.

В конструкторському розділі кваліфікаційної роботи приведені результати розрахунків основних параметрів вузлів ведучого моста автомобіля Renault Premium 2000. Визначено навантаження на осіприводу для різних конфігурацій

приводу, що дозволило точно визначити крутний момент для кожної осі.

Обґрунтовано вибір ресорної підвіски для вантажного автомобіля підвищеної прохідності на основі її міцності, надійності, простоти конструкції і здібності забезпечувати високий дорожній просвіт. Ресорну підвіску також була обрано через її економічність в виробництві і експлуатації, а також легкості в обслуговуванні і ремонті, що особливо важливо для умов бездоріжжя. Ведучий міст із ресорною підвіскою є оптимальним вибором для вантажного автомобіля підвищеної прохідності. Ця конструкція забезпечує необхідну міцність, надійність і стійкість при експлуатації в важких умовах, таких як бездоріжжя і перевезення важких вантажів.

Результати приведені в конструкторському розділі підтверджують, що обрані і розраховані параметри вузлів ведучого моста відповідають вимогам, які пред'являються до вантажних автомобілів підвищеної прохідності, що робить їх оптимальними для застосування в автомобілі Renault Premium 2000. Розроблена конструкція ведучого моста являє собою складний технічний пристрій, призначений для встановлення на автомобіль з метою покращення його технічних і експлуатаційних характеристик, а також його функціональності

В науково-дослідному розділі обґрунтовано застосування металоплакуючих мастильних матеріалів для підвищення зносостійкості важко навантажених трибо спряжень автомобіля. Приведено результати по виборі оптимальних концентрацій та дисперсності порошків м'яких металів в базове мастило для реалізації процесу формоутворення на поверхнях тертя деталей трибо спряжень металоплакуючих плівок.

Розглянуто також питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при виконанні операцій технологічного процесу збирання та розбирання ведучого моста автомобіля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ляшук О.Л., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Левкович М.Г., Хорошун Р.В. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи магістра за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр» галузі знань 27 «Транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2020. – 66 с.
2. Техніко – економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль : Вид – во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
3. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гудь В.З., Левкович М.Г., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. – Тернопіль : Вид – во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 544 с.
- 4 Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с
5. Конспект лекцій з дисципліни «Відновлення деталей» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» / Укладачі: Левкович М.Г., Гупка А.Б., Сіправська М.Д. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2021. – 136 с.
6. Gypka, A., et al. The patterns of changes in the degree of lubrication of the crankshaft bearings of car engines depending on the parameters of the load-speed modes of operation. Problems of Tribology, 2024, 29.3/113: 72-78.
7. Aulin, Victor, et al. Tribodiagnosis of the surface damage of tribo-coupling parts materials during machine operation. Procedia Structural Integrity, 2024, 59: 428-435.
8. Навчальний посібник «Техноекологія та цивільна безпека. частина «Цивільна безпека»» / автор-укладач В.С. Стручок– Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., – 156 с.
9. Gypka, A., Aulin, V., Mironov, D., Leshchuk, R., Yarema, I., Bukhovets,

V., & Teslia, V. (2024). Structural and energetic self-organization of antifriction composite materials of car parts during friction and wear. *Problems of Tribology*, 29(2/112), 67-73.

10. Ляшук, О., Гевко, І., Гупка, А., Слободян, Л., Гевко, Б., & Хорошун, Р. (2023). Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. *сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2(21), 135-144.

11. Конарчук В.Е., лудченко ОА. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Підручник.- К.: Вища школа., 1994

12. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.