

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу відновлення фланця
деталей ведучої маточини колеса автомобіля Iveco EuroCargo з дослідженням
технології обробки жолобу

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМ-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Віталій БОЙЧУК

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Іван ГЕВКО

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Роман ХОРОШУН

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

(підпис)

Олег ЦЬОНЬ

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«12» 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 Бойчуку Віталію Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема Удосконалення технологічного процесу відновлення фланця деталей ведучої маточини колеса автомобіля Iveco EuroCargo з дослідженням технології обробки жолобу

Керівник роботи Гевко Іван Богданович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 12 » листопада 2024 року № 4/7-1089

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Базовий ТП відновлення фланця ведучої маточини колеса автомобіля Iveco EuroCargo

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)

Карта дефектації – 1А1.

Операційна карта – 1А1.

Патентно-інформаційний пошук – 2А1.

Характеристики лазерних технологій – 1А1.

Результати наукових досліджень – 3А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 12.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	21.11.24р	
2	Технологічний розділ	28.11.24р	
3	Конструкторський розділ	03.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	12.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	19.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	19.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	27.12.24р	

Студент

(підпис)

Бойчук Віталій Володимирович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гевко Іван Богданович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Удосконалення технологічного процесу відновлення фланця ведучої маточини колеса автомобіля Iveco EuroCargo з дослідженням технології обробки жолобу деталей».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра доктор технічних наук, професор Гевко Іван Богданович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 77 сторінки формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 2 сторінок додатків.

Ключові слова: дефектація, надійність, дослідження, відновлення, технологія.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1 Технічна характеристика автомобіля, деталь якого потребує ремонту.....	8
1.2 Призначення і види підвісок автомобілів.....	11
1.3 Аналіз існуючих конструкцій підвісок.....	15
1.4 Аналіз причин зношування деталі.....	21
1.5 Огляд технології обробки деталей.....	22
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	27
2.1 Схема раціональної послідовності розбирання (складання) ресори.....	27
2.2 Виготовлення та дефекти ресор вантажних автомобілів.....	29
2.3 Ремонт передньої осі.....	31
2.4 Технологічний процес відновлення фланцю ведучої маточини колеса...	37
2.5 Вибір способів відновлення деталей.....	39
2.6 Вибір технологічних баз.....	41
2.7 Технологія усунення кожного дефекту.....	42
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	48
3.1 Призначення, конструкція та основний принцип роботи оригінальної установки для свердління отворів і нарізання різьб.....	48
3.2 Розрахунки основних елементів установки.....	49
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	61
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	72
5.1 Класифікація причин виробничого травматизму.....	
5.2 Дії населення при повенях. (паводок, підтоплення, катастрофічне затоплення).....	72
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	74
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	76
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Упродовж останніх десятиліть вантажні автомобілі зазнали суттєвих змін як у технічній, так і в естетичній площині. Завдяки розвитку інженерії та новітніх технологій з'явилися різноманітні типи кузовів, інноваційні двигуни та передові системи, які значно підвищили продуктивність і надійність транспорту. Такі компанії, як Chevrolet, Dodge та інші, поступово інтегрували вантажівки у свої модельні лінійки, пропонуючи нові рішення для перевезення товарів.

Розвиток технологій, таких як гідравлічні системи та автоматичні трансмісії, сприяв вдосконаленню ключових компонентів вантажного транспорту — від двигунів до систем безпеки та оптимізації витрати пального. Крім того, глобалізація стимулювала зростання попиту на ефективний транспорт. Розширення міжнародної торгівлі створило потребу у надійних засобах доставки товарів між країнами, і вантажні автомобілі стали незамінною складовою глобальних логістичних систем.

Сьогодні вантажівки представлені широким спектром моделей, включаючи малотоннажні й великовантажні автомобілі, фургони та спеціалізовані транспортні засоби для виконання вузькопрофільних завдань. Сучасні тенденції у виробництві вантажного транспорту відображають основні виклики та потреби галузі:

Розвиток екологічно чистих транспортних засобів набирає обертів, і електричні вантажівки стають популярним вибором для перевезення товарів, зменшуючи викиди парникових газів і вплив на довкілля.

Технології безпілотного керування активно інтегруються у вантажний транспорт, підвищуючи безпеку перевезень і знижуючи витрати на експлуатацію.

Зусилля виробників зосереджені на створенні двигунів із меншим споживанням пального та зменшенням викидів CO₂.

Оснащення вантажівок датчиками та інтеграція з інтернет-мережами дозволяє моніторити стан транспорту, вантажу та ефективність роботи водіїв.

Використання легких сплавів і новітніх конструктивних рішень знижує вагу транспортних засобів, підвищуючи їхню паливну економічність.

Яскравим прикладом сучасного підходу до вантажних перевезень є Tesla Semi — електрична вантажівка, розроблена компанією Tesla. Вона відзначається новаторським дизайном, автономними функціями та швидкою зарядкою. Цей транспортний засіб створений для перевезень на середні та далекі відстані, демонструючи ефективність та інноваційний підхід до вирішення завдань логістики.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна характеристика автомобіля, деталь якого потребує ремонту

Вантажні автомобілі — це універсальні транспортні засоби, спеціально розроблені для транспортування різноманітних вантажів, обладнання чи матеріалів. Вони можуть бути обладнані як відкритими платформами, так і закритими вантажними відсіками, залежно від призначення. Розміри і технічні характеристики вантажівок варіюються від легких пікапів до важких вантажівок-тягачів, здатних перевозити значні вантажі на далекі відстані. Завдяки своїй універсальності ці транспортні засоби стали невіддільною частиною логістичних, будівельних та промислових процесів, забезпечуючи ефективний рух товарів між різними точками.

Класифікація вантажівок за типом причепа

1. Борові причепиЦі причепи мають відкриту платформу, що забезпечує гнучкість у перевезенні негабаритних або вантажів із нерегулярною формою. Вони широко використовуються в будівництві для транспортування будівельних матеріалів та обладнання.

2. Фургони-сушарки Фургони із закритою конструкцією забезпечують захист вантажів від погодних умов, що робить їх оптимальними для перевезення упакованих товарів, електроніки та інших сухих вантажів.

3. Рефрижератори Оснащені системами охолодження, ці причепи підтримують необхідний температурний режим, що робить їх незамінними для транспортування продуктів харчування, медикаментів і швидкопсувних вантажів.

4. Причепи-цистерни Використовуються для транспортування рідин або газів, таких як паливо чи хімікати. Їх конструкція адаптується до типу вантажу, що перевозиться.

5. Причепи-скотовози Призначені для перевезення тварин, ці причепи обладнані вентиляцією та спеціальними перегородками для забезпечення комфорту і безпеки тварин.

Класифікація за джерелом живлення

1. Класичні вантажівки Тягачі з причепами (клас 8) здебільшого використовуються для перевезень на далекі відстані. Вони поєднують потужність із надійністю.

2. Кабіна над двигуном Ці вантажівки відрізняються розташуванням кабіни над моторним відсіком, що дозволяє зменшити довжину автомобіля та збільшити корисну площу.

3. Зчленовані вантажівки Завдяки наявності шарнірного механізму, ці автомобілі забезпечують кращу маневреність. Їх часто використовують у будівництві та видобувній промисловості.

4. Електричні вантажівки На фоні зростаючої уваги до екологічних аспектів електричні вантажівки поступово завойовують ринок, пропонуючи екологічно чисті рішення для логістики.

Серія TATRA 815 (рис.1.1) є унікальним досягненням чеської інженерної думки. Створена наприкінці 1970-х років, вона швидко зарекомендувала себе як надійна платформа для перевезень у складних умовах. В основі конструкції лежить хребтова рама, яка забезпечує розміщення трансмісії та сприяє підвищенню стійкості, прохідності та легкості обслуговування.

Спочатку орієнтована на військові потреби, серія TATRA 815 стала універсальним рішенням для перевезення вантажів, використання в будівництві та спеціалізованих операціях, таких як пожежна чи аварійно-рятувальна діяльність. Завдяки модернізаціям, що включають удосконалення двигунів, покращення безпеки та оновлення дизайну, ця серія залишається конкурентоспроможною навіть у сучасних умовах.

У складних географічних та кліматичних умовах TATRA 815 продемонструвала свою виняткову надійність, завоювавши популярність на ринках далеко за межами Чехії. Її багаторічний успіх є символом інженерної

майстерності та доказом важливості інноваційного підходу у виробництві важких вантажівок.



Рисунок 1.1 - Загальний вид автомобіля TATRA 815

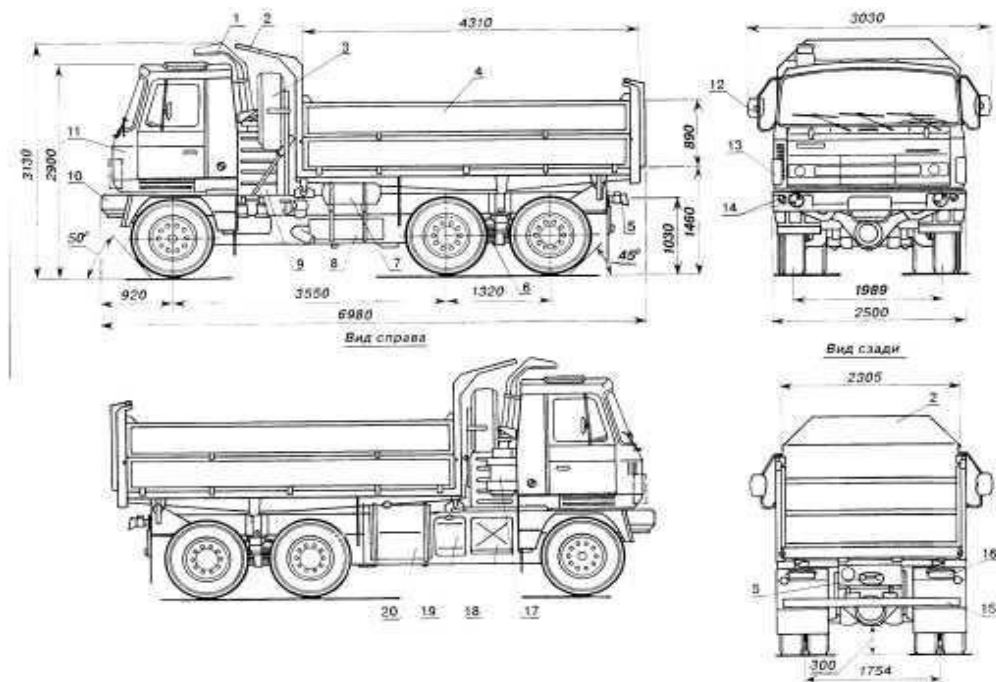


Рисунок 1.2 - Габаритні розміри автомобіля TATRA 815

Автомобіль **Iveco EuroCargo** (рис. 1.3) розроблений як універсальний транспортний засіб, основним призначенням якого є транспортування сільськогосподарської продукції та сипучих будівельних матеріалів [1]. Конструкція кузова виконана з металу у формі прямокутної платформи, яка дозволяє здійснювати розвантаження в обидва бічні напрямки. Для підвищення функціональності платформи передбачено можливість встановлення додаткових дерев'яних або металевих надставних бортів, що забезпечує більшу гнучкість під час перевезення різних типів вантажів.



Рисунок 1.3 – Загальний вигляд автомобіля Iveco EuroCargo

1.2 Призначення і види підвісок автомобілів

Підвіска автомобіля виконує функцію амортизуючого зв'язку між рамою або кузовом та колесами й мостами, сприяючи поглинанню ударів та вібрацій, які виникають під час руху нерівними дорогами. Її основною метою є забезпечення комфорту та плавності їзди шляхом зменшення сили удару, що передається від дорожніх нерівностей на кузов. Цей ефект досягається завдяки використанню пружних елементів, які перетворюють енергію удару в переміщення, тим самим значно знижуючи його інтенсивність.

За конструктивними особливостями та характером взаємодії коліс із кузовом підвіски поділяються на два основні типи:

1. Залежна підвіска (рис. 1.4, а) забезпечує жорсткий зв'язок між лівим і правим колесом. Це означає, що переміщення одного колеса в поперечній площині автоматично передається іншому, викликаючи нахил кузова. Така конструкція є менш адаптивною до нерівностей дороги, проте забезпечує міцність і простоту в обслуговуванні.

2. Незалежна підвіска, на відміну від залежної, дозволяє кожному колесу переміщуватися автономно, що значно зменшує передачу вібрацій на кузов і забезпечує більший комфорт та стабільність під час руху.

Застосування того чи іншого типу підвіски визначається вимогами до експлуатаційних характеристик автомобіля, враховуючи його призначення та умови експлуатації.

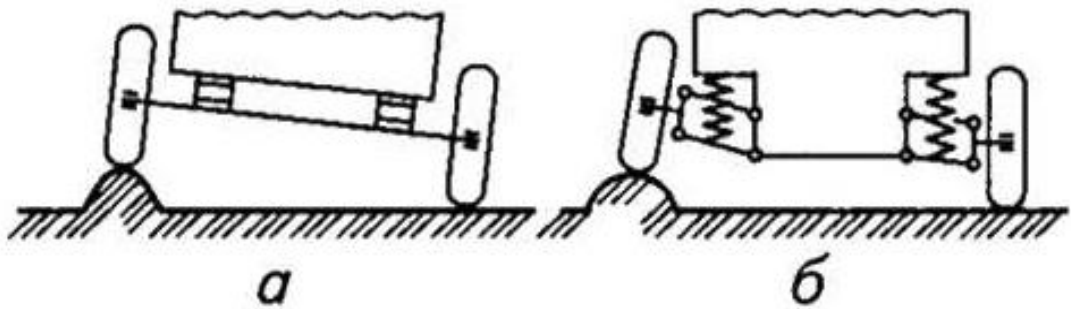


Рисунок 1.4 - Схеми підвісок автомобілів [1]:

а - залежної; б - незалежної

Незалежна підвіска автомобіля (рис. 1.4, б) відрізняється відсутністю жорсткого зв'язку між колесами одного моста. Кожне колесо кріпиться до кузова або рами окремо, що дозволяє незалежний рух кожного колеса. У випадку, коли одне колесо наїжджає на дорожню нерівність, його коливання не впливають на інше колесо. Така конструкція знижує нахил кузова автомобіля, покращує стійкість і комфорт під час руху.

Пружний елемент підвіски відіграє ключову роль у поглинанні ударів і нерівностей дороги. Для цього застосовуються:

- металеві листові ресори;
- циліндричні пружини;
- торсіони (металеві стрижні, що працюють на скручування).

Менш поширені неметалеві пружні елементи, які використовують пружність гуми, стисненого повітря або рідини. У деяких конструкціях застосовуються комбіновані елементи, що поєднують металеві та неметалеві компоненти.

Напрямний пристрій підвіски слугує для передачі штовхальних, гальмівних і бокових зусиль від коліс до рами або кузова автомобіля. У підвісці з пружинами ці функції виконують важелі та штанги, тоді як у ресорній підвісці листові ресори самі забезпечують передачу таких зусиль, що спрощує конструкцію.

Гасильний елемент, або амортизатор, поглинає енергію коливань, які виникають у результаті наїзду на перешкоди. На більшості автомобілів використовуються рідинні амортизатори, що перетворюють кінетичну енергію коливань на теплову за допомогою тертя рідини, після чого ця енергія розсіюється.

У моделі ГАЗ-24 незалежна підвіска (рис. 1.5) оснащена спіральною циліндричною пружиною (9), яка спирається на нижні важелі (8). Пружина через важелі передає навантаження від маси автомобіля до стійки (5), а далі через шарнірний шворінь (6) — до поворотної цапфи (7).

Верхній кінець стійки (5) з'єднаний з верхніми важелями (3), які, як і нижні важелі, шарнірно закріплені на поперечній балці (1), жорстко прикріпленій до підрамника. Всередині пружини розташований телескопічний амортизатор (2), шток якого кріпиться до кузова через гумові подушки. Опорний циліндр амортизатора з'єднаний із нижніми важелями через шарнір.

Ця конструкція забезпечує оптимальне поєднання стійкості, керованості та комфорту під час руху, що робить її популярним вибором для легкових автомобілів.

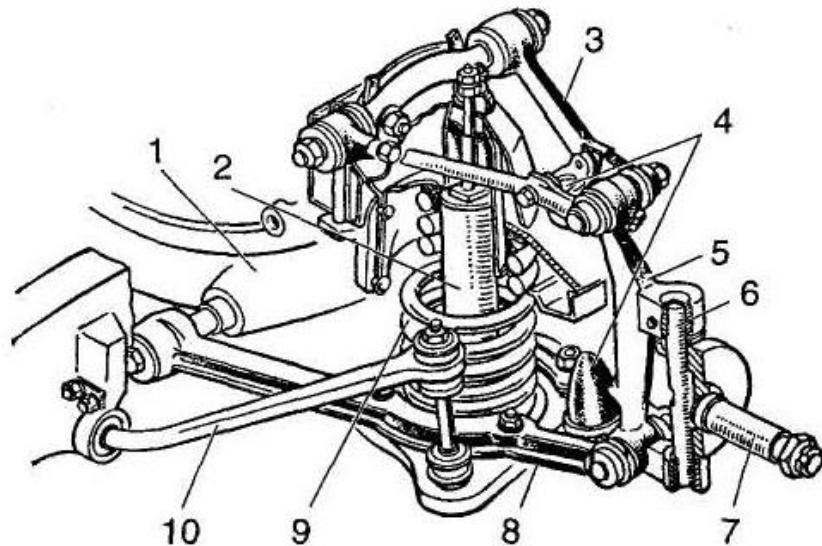


Рисунок 1.5 - Передня незалежна підвіска автомобіля ГАЗ-24 [1]

1 - поперечна балка; 2 - амортизатор; 3- верхні важелі; 4 - буфери стискання; 5 - стояк; 6 - шворінь; 7 - поворотна цапфа; 8 - нижні важелі; 9 - спіральна циліндрична пружина; 10 - стабілізатор

Ресора передньої підвіски вантажного автомобіля (рис. 1.4, а) є складною конструкцією, що складається з набору сталевих пружних пластин різної довжини, скріплених хомутами. Цей пакет листів прикріплено до балки переднього моста за допомогою двох стрем'янок. Кінці здвоєного корінного листа ресори (2) з'єднуються з лонжероном рами за допомогою переднього (1) і заднього (3) кронштейнів.

Ресора задньої підвіски автомобіля Iveco (рис. 1.6, б) також кріпиться до лонжерона рами через передній і задній кронштейни, проте спосіб з'єднання кінців ресори з кронштейнами має конструктивні відмінності від підвіски автомобіля Mercedes-Benz Vario. Передній кінець ресори зафіксовано за допомогою болта і стрем'янки, які з'єднують її зі знімним вушком (4). Вушко, у свою чергу, прикріплено до переднього кронштейна за допомогою пальця (5), забезпечуючи шарнірне з'єднання ресори з рамою. Така конструкція сприяє передаванню поздовжніх зусиль.

При прогинанні ресори її задній кінець може вільно переміщуватися у поздовжньому напрямку між опорними сухарями (8) та втулками в кронштейні (3), що забезпечує гнучкість у роботі підвіски.

На основну ресору зверху за допомогою двох стрем'янок (6) встановлено додаткову ресору (7), кінці якої розташовані поруч із опорними кронштейнами. У разі навантаження додаткова ресора взаємодіє з основною, передаючи частину навантаження через опорні кронштейни. При відсутності навантаження додаткові ресори залишаються в неробочому стані, що дозволяє оптимізувати роботу підвіски в різних режимах експлуатації.

Ця конструкція забезпечує ефективний розподіл навантаження між елементами підвіски, підвищуючи її довговічність і стійкість до динамічних навантажень.

На легкових автомобілях з ресорною підвіскою додаткові ресори практично не застосовують.

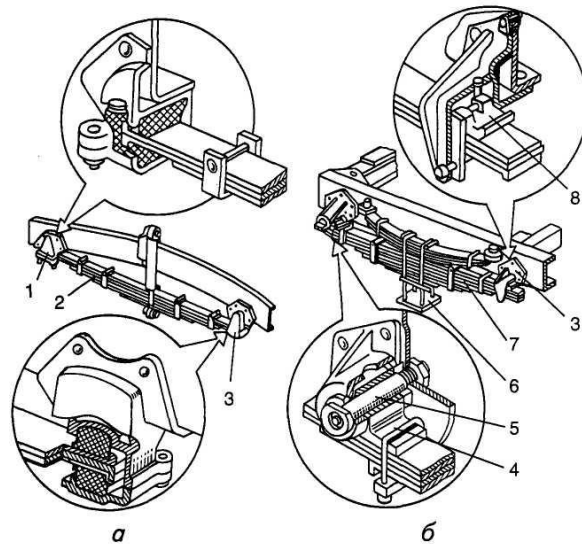


Рисунок . 1.6 - Залежні підвіски [1]:

1.3 Аналіз існуючих конструкцій підвісок

Сучасне сільськогосподарське та автомобільне машинобудування активно використовує ресорні підвіски завдяки їхній універсальності та надійності. На тракторах, сільськогосподарських машинах та автомобілях встановлюють листові ресори, які можуть бути як із додатковими пружними елементами, так і без них.

На відміну від спіральних пружин, листові ресори мають здатність керувати напрямком руху колеса, що робить їх популярними у конструюванні автомобільних підвісок. Навіть із розвитком альтернативних конструкцій підвісок, листові ресори залишаються затребуваними завдяки своїй простоті, надійності та здатності витримувати високі навантаження.

Листова ресора являє собою пружну конструкцію, зібрану з ряду тонких сталевих листів, які мають однакову ширину, але різну довжину. Кількість листів і їхня товщина визначають еластичність ресори: що більше листів і тонші вони, то вищий рівень еластичності.

На вантажних автомобілях задня підвіска зазвичай складається з чотирьох ресор: двох основних і двох додаткових. Додаткові ресори вступають у роботу тільки тоді, коли основні ресори досягають певного рівня прогину. Це

забезпечує покращену еластичність підвіски у незавантаженому стані автомобіля та підвищує її надійність при максимальному завантаженні.

Ресорні підвіски, представлені на рисунках 1.7–1.10, демонструють різноманіття конструкцій, що використовуються в сучасних тракторах і вантажних автомобілях. Наприклад, ресорна підвіска з додатковими ресорами (рис. 1.8, рис. 1.10.б) встановлюється на вантажних автомобілях. У таких підвісках, замість стяжних болтів, у листах ресор роблять виступи й заглиблення, які запобігають їхньому переміщенню під час роботи.

Додаткові ресори закріплюються разом із основними за допомогою стрем'янок, а їхні кінці розташовані напроти полиць опорних кронштейнів. У незавантаженому стані додаткові ресори не беруть участі в роботі підвіски, але при збільшенні навантаження вони входять у контакт із кронштейнами й беруть участь у розподілі навантаження.

Передні підвіски вантажних автомобілів і тракторів також часто використовують ресорні конструкції, приклади яких наведені на рисунках 1.9, 1.9, 1.10.а. Аналіз таких підвісок свідчить, що ключовим елементом у їхній роботі є ресори.

У процесі експлуатації ресори можуть втрачати свою працездатність. Основними причинами цього є: втрата пружності матеріалу; механічні пошкодження, такі як утворення тріщин; злам окремих листів.

Ремонт та обслуговування ресорних підвісок є необхідністю, адже їхній технічний стан безпосередньо впливає на безпеку та надійність роботи транспортних засобів.

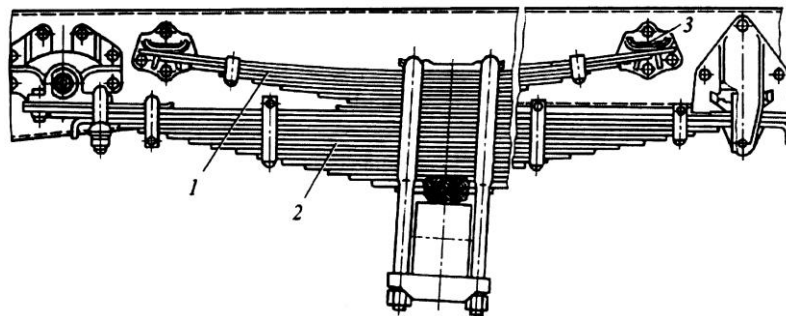


Рисунок 1.7 – Ресорна підвіска з додатковою ресорою:
(передня опора з накладним вушком, задня опора ковзна)

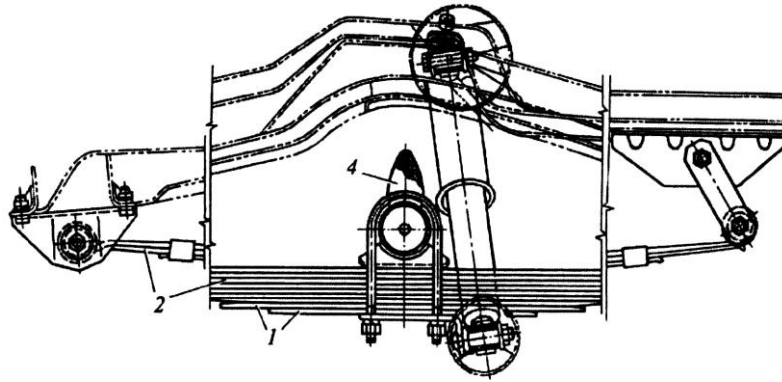


Рисунок 1.8 – Ресорна підвіска з додатковими нижніми листами ресори:
(передня опора із загнутим вушком, задня опора із сережками)

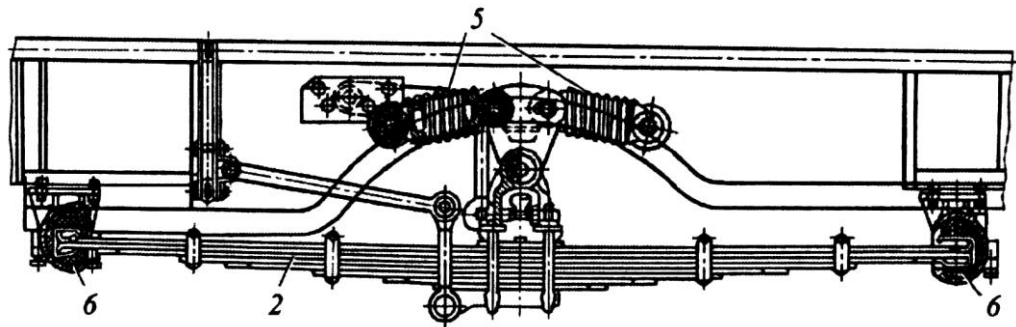


Рисунок 1.9 – Ресорна підвіска з коригувальними пружинами:
1 – додаткова ресора або листи; 2 – основна ресора; 3 – кронштейн додаткової ресори; 4 – буфер стиску; 5 – коригувальні пружини; 6 – гумові подушки кріплення основної ресори.

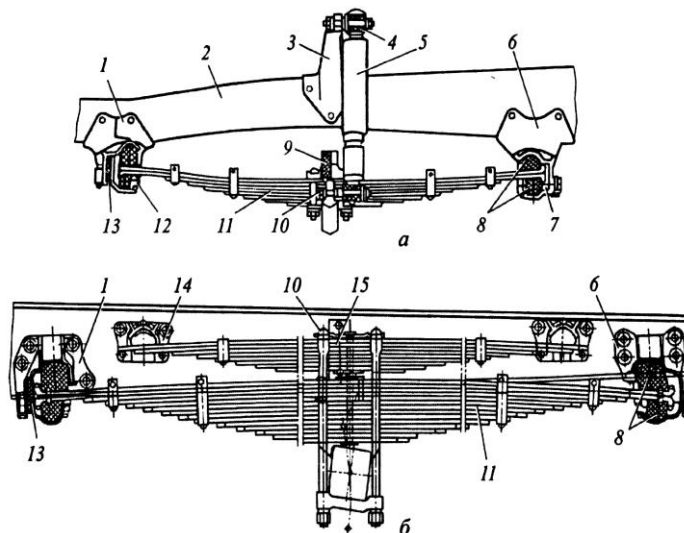


Рисунок 1.10– Передня (а) і задня (б) ресорні підвіски вантажного автомобіля

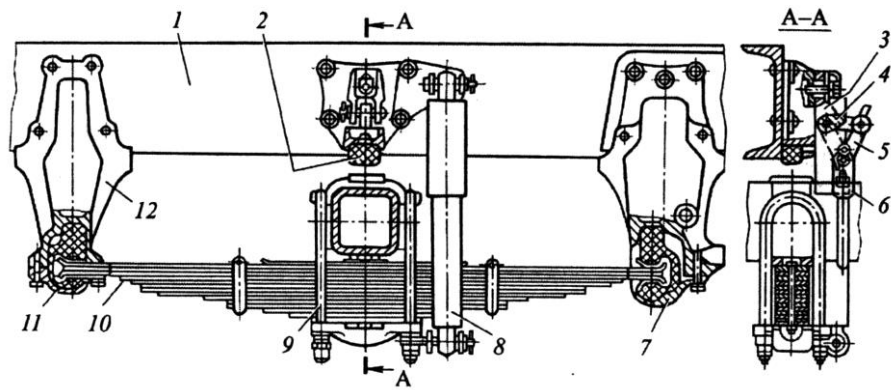


Рисунок 1.11 – Ресорна підвіска переднього моста трактора ХТЗ-17021:

Загальну конструкцію листової ресори представлено на рис. 1.12, де також можна побачити її основні елементи: окремі листи, втулки, хомути, заклепки та болти.

Аналіз схеми дозволяє зробити висновок, що у разі поломки листів ресори під номерами 11–16, їх можна повторно використати для виготовлення листів під номерами 2–10. Це можливо завдяки тому, що всі листи мають однакову ширину і відрізняються між собою лише довжиною. Такий підхід не лише знижує витрати на ремонт, але й сприяє раціональному використанню матеріалів.

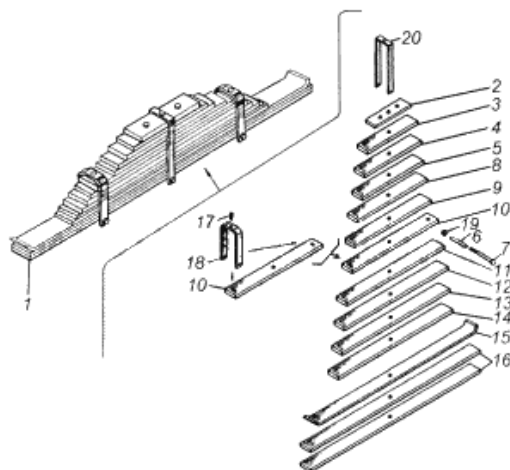


Рисунок 1.12 – Ресора задня

Для якісного відновлення ресор важливо мати точні дані про матеріали, з яких вони виготовлені. На основі аналізу технічної документації та літературних джерел, а також враховуючи вимоги до ремонту тракторів і автомобілів, нами було визначено матеріали, що використовуються для

виробництва листів ресор і пружин. Узагальнена інформація щодо матеріалів основних елементів підвісок автомобілів представлена в таблиці 1.1 [1, 2, 7].

Аналіз показує, що матеріали для виготовлення ресорних підвісок різних марок автомобілів є досить подібними. Найчастіше використовуються ресорні сталі, такі як хроммарганцева сталь марки 50ХГА або кремнієва сталь марки 60С2А.

Листи ресор виготовляються із смугової сталі, яка проходить термічну обробку. Для сталей 50ХГА та 50ХГ процес обробки включає гартування в маслі при температурі нагріву 850...860°C та відпуск при температурі 450...500°C, що забезпечує твердість у межах НВ 363...414. Для сталі 60С2А гартування виконується в маслі при температурі нагріву 900...920°C із подальшим відпуском при 540...600°C, що забезпечує твердість НВ 363...444.

Пружини підвіски, виготовлені зі сталі 60С2А, проходять не лише термічну, але й дробеструйну обробку, що забезпечує їх твердість на рівні HRC 45...48. Ресорні пальці виготовляються зі сталі марки 45 і піддаються гартуванню струмами високої частоти (СВЧ). Після цього їх твердість досягає HRC 52...60.

Таким чином, якісна термічна обробка та правильний вибір матеріалів є ключовими факторами для забезпечення довговічності та надійності ресор і пружин підвіски.

Стрем'янки ресор зазвичай виготовляють зі сталей марок 45 або 40Х. Після виготовлення ці елементи проходять термічну обробку, зокрема нормалізацію або поліпшення, що забезпечує їх міцність та довговічність.

Конструкція переднього керуючого моста багато в чому залежить від особливостей несучої системи автомобіля та типу встановленої підвіски. Це визначає її функціональні можливості та ефективність роботи.

На сучасних закордонних автомобілях все більшого поширення набуває пневматична підвіска, яка відзначається рядом переваг. До них належать:

- можливість адаптивного регулювання висоти кузова;
- зменшення динамічних навантажень під час руху;

- зниження рівня вібрацій, які передаються на кузов;
- нелінійна пружна характеристика, що дозволяє ефективніше поглинати удари.

У представленій конструкції пневматичної підвіски направляючий елемент виконується у вигляді полегшеної листової ресори, яка складається з 2–4 листів. Такий підхід дозволяє зберегти простоту та ефективність підвіски, забезпечуючи водночас високий рівень комфорту та надійності під час експлуатації.

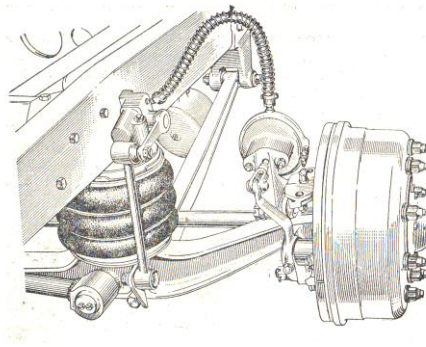


Рисунок 1.13 – Передня підвіска автомобіля АЕС Рельянс.

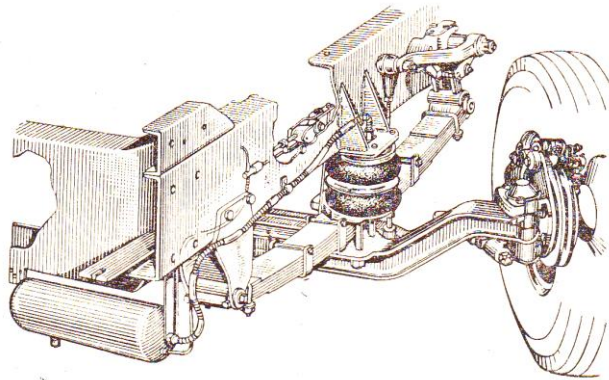


Рисунок 1.14 – Передня підвіска Фуден FETU 6/25

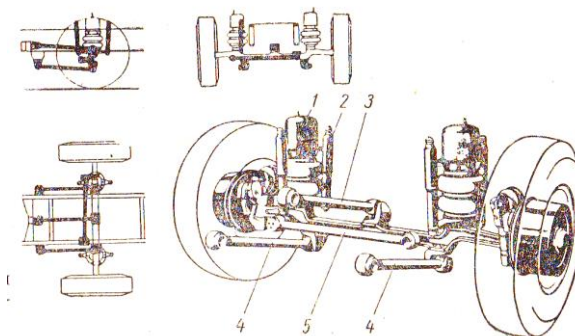


Рисунок 1.15 – Передня підвіска Мерседес Бенс 0317

На основі проведеного аналізу патентної документації та існуючих конструктивних рішень було встановлено, що передня ресорна підвіска автомобіля середньої вантажопідйомності має суттєвий недолік — її лінійна пружна характеристика не забезпечує достатньої плавності ходу. Це негативно впливає на комфорт та експлуатаційні характеристики транспортного засобу, особливо під час руху нерівними дорогами.

З огляду на виявлені обмеження, у даній роботі поставлено завдання розробити передню підвіску для автомобілів середньої вантажопідйомності, яка матиме нелінійну пружну характеристику. Така конструкція дозволить усунути недоліки, притаманні традиційним ресорним підвіскам, та забезпечить значне покращення плавності ходу, підвищуючи комфорт і надійність автомобіля в умовах реальної експлуатації.

‘

1.4 Аналіз причин зношування деталі

При розробці та виготовленні автомобілів деталям надають певні характеристики, що забезпечують їх відповідність вимогам щодо форми, розмірів, матеріалів, чистоти обробки поверхонь, точності виготовлення та інших параметрів. Ці характеристики зазвичай визначаються робочими кресленнями, а їх дотримання гарантує оптимальні умови експлуатації: належне змащування, рівномірний розподіл навантаження, відповідний тип посадки тощо.

У процесі експлуатації автомобіля первісні характеристики деталей, визначені кресленнями та технічними умовами, змінюються через зношування або появу дефектів. Зокрема, змінюються властивості поверхневих шарів деталей. Наприклад, твердість поверхні може зменшуватися в результаті зносу (особливо у випадку цементованих або загартованих поверхонь), або ж навпаки, зростати через наклепання, яке з часом призводить до підвищення крихкості поверхневого шару і, відповідно, до прискореного зносу.

Деформація геометричних розмірів та зміна форми деталей спричиняють порушення взаємодії між ними. Знос рухомих з'єднань проявляється у вигляді збільшення зазорів, які поступово досягають граничних значень, викликаючи шуми та вібрації. Навіть у нерухомих з'єднаннях за несприятливих умов експлуатації або неналежного обслуговування може виникнути знос, що призводить до появи зазору замість натягу, перетворюючи нерухомі з'єднання на рухомі. Це послаблює міцність з'єднань та знижує їх довговічність.

Крім зносу, на деталях можуть виникати дефекти, такі як мікротріщини, нагар на робочих поверхнях тощо. Спостереження за розвитком зносу свідчить, що при дотриманні правил експлуатації та своєчасному обслуговуванні цей процес є поступовим, а його інтенсивність залежить від часу роботи автомобіля.

Якість обробки поверхонь значною мірою впливає на інтенсивність припрацювання та зношування. Чим якісніше оброблені поверхні деталей, що труться, і чим краще вони відповідають умовам роботи спряження, тим нижчий рівень зносу.

Швидкість зношування різних деталей залежить від конструкції та умов їх експлуатації. Наприклад, шийки валів у спряженнях із підшипниками кочення з гарантованим натягом зношуються повільніше, ніж зуби шестерень або бігові доріжки кілець підшипників кочення, які зазнають руйнування через втому матеріалу. Водночас тривалість експлуатації таких деталей може бути довшою, ніж у спряженнях вал-підшипник. Остаточна тривалість експлуатації залежить від умов роботи, міцності нерухомих посадок (збереження натягу) та стійкості поверхневих шарів металу до втомного руйнування.

1.5 Огляд технології обробки деталей

Спосіб безцентрового шліфування жолобів на круглій деталі

Автори патенту: **Кальченко Володимир Віталійович, Осипенко Андрій Валентинович** (Патент №11073).

Мета корисної моделі — підвищення ефективності та точності процесу шліфування, розширення технологічних можливостей і зниження обсягу абразивного матеріалу, що видаляється під час правки. Це досягається завдяки специфічній геометрії роботи шліфувального круга. Зокрема, вісь повороту шліфувального круга, що проходить через центр радіуса жолоба, залишається перпендикулярною до осей обертання деталі та круга під час вертикального переміщення заготовки в процесі зняття припуску. Такий підхід забезпечує рівномірність обробки поверхні.

Додатково, конструктивною особливістю є прийняття висоти шліфувального круга меншою за ширину жолоба заготовки. Це дозволяє вводити шліфувальний круг у зону обробки з попереднім поворотом навколо осі симетрії на кут, менший за кінцевий кут при формоутворенні. Завдяки цьому забезпечується збільшення терміну служби шліфувального круга, оскільки зменшується обсяг матеріалу, що зрізається, а також збільшується кількість можливих правок шліфувального круга.

Таким чином, представлена модель є інноваційним підходом до процесу шліфування, що поєднує точність обробки, економічність використання абразивного інструменту та тривалий строк його експлуатації.

Спосіб шліфування кільцевого жолоба зі змінним радіусним профілем

Автори патенту: Кальченко Віталій Іванович, Кальченко Володимир Віталійович, Волощук Дмитро Русланович (Патент №31323). Мета корисної моделі — підвищення ефективності та точності шліфування робочої поверхні жолоба змінного профілю, що використовується у трубопрокатних валках. Це забезпечується оптимізацією процесу зняття припуску та формування необхідного профілю поверхні.

Суть запропонованого способу полягає в тому, що під час обробки шліфувальний круг здійснює поворот відносно осі симетрії стрічки жолоба. Ця вісь проходить через осьовий переріз деталі в горизонтальній площині та є перпендикулярною до осі хитання круга. Така геометрія руху забезпечує рівномірний знос шліфувального інструменту і покращує якість обробки всієї поверхні жолоба.

Запропонована технологія дозволяє досягти високої точності профілювання та значно зменшити нерівномірність зняття матеріалу, що в свою чергу підвищує довговічність робочих поверхонь трубопрокатних валків і продуктивність процесу. Це робить спосіб ефективним для застосування в умовах серійного виробництва.

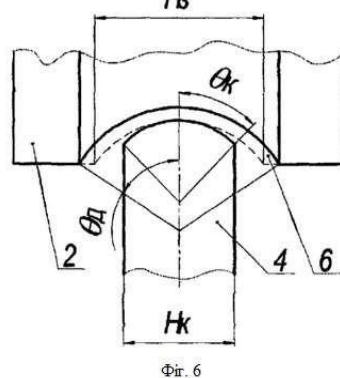
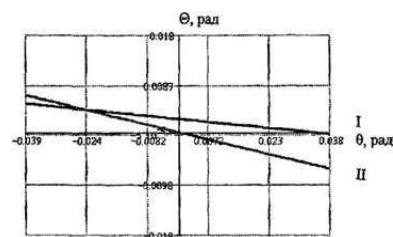
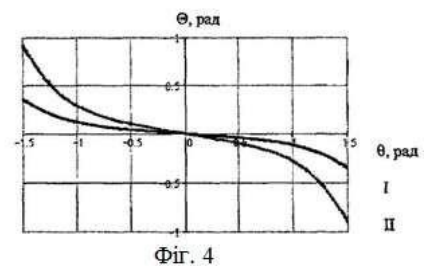
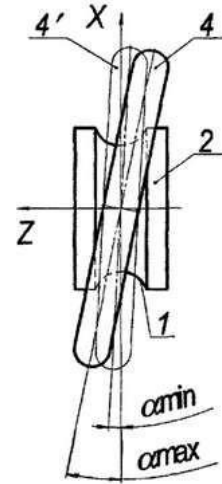
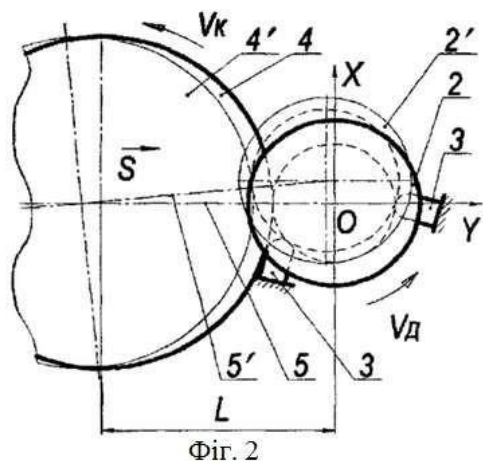
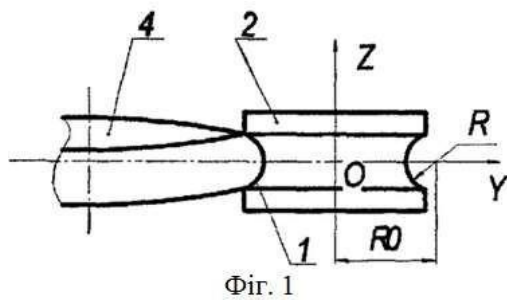
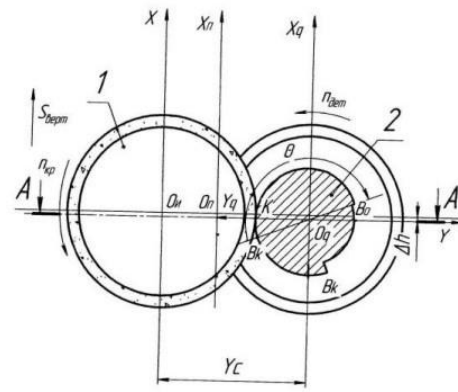
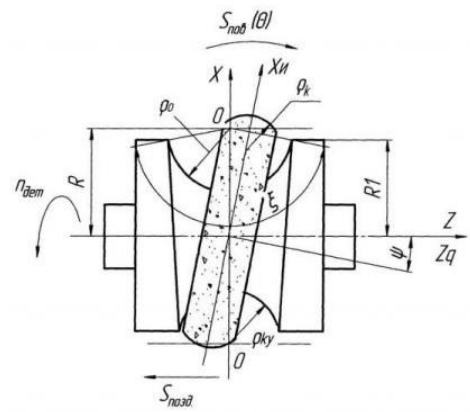


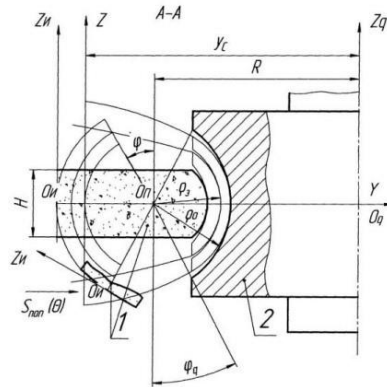
Рисунок 1.16 – Спосіб безцентрового шліфування жолобів на круглій деталі



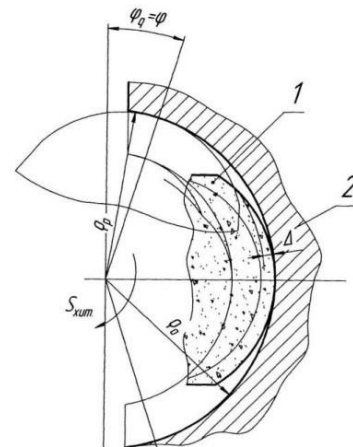
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Рисунок 1.17 – Спосіб шліфування кільцевого жолоба зі змінним радіусним профілем

Спосіб шліфування гвинтової канавки гайки кочення

Автори патенту: Кальченко Володимир Віталійович, Жадан Олександр Васильович (Патент №11740). Запропонований спосіб призначений для високоточного шліфування гвинтів кочення, забезпечуючи гнучкість у виборі величини припуску та кута повороту шліфувального круга, незалежно від розмірів оброблюваного гвинта. Однак під час шліфування внутрішньої гвинтової поверхні гайки кочення існують певні обмеження. Зокрема, максимальна величина припуску, яку можна зняти, а також мінімальний радіус кривизни осевого перерізу шліфувального круга обмежуються внутрішнім діаметром гайки. Крім того, максимальний кут схрещування осей гайки та круга ($\psi_{\max}$) у напрямку нахилу гвинтової канавки оброблюваної деталі також є критичним параметром, що впливає на ефективність процесу. Цей підхід забезпечує високий рівень точності обробки, що є важливим для деталей, які

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Схема раціональної послідовності розбирання (складання) ресори

Процес проєктування технології розбирання та складання ресори включає вирішення таких основних завдань:

- формування змісту операцій та визначення послідовності їх виконання;
- вибір необхідного технічного оснащення, включаючи обладнання, технологічну оснастку, інструменти для роботи та вимірювальні засоби;
- визначення засобів внутрішньоцехового транспорту для переміщення деталей і складальних одиниць.

Ключовим етапом проєктування є встановлення оптимальної послідовності виконання операцій розбирання та складання. Для цього створюється структурна схема, яка відображає умовну послідовність демонтажу складальних одиниць і деталей або їхнього встановлення при складанні.

Ця схема є графічним документом, що дає наочне уявлення про процес та фіксує порядок його виконання. Складові частини виробу позначаються прямокутниками. Для виділення складальних одиниць використовуються прямокутники, окреслені подвійними паралельними лініями.

Прямокутник, що символізує складальну одиницю, поділяється на три поля у випадку, якщо ця одиниця представлена в одному екземплярі.

Складання схеми починається з умовного позначення виробу або складальної одиниці і продовжується зліва направо чи зверху вниз. Деталі розміщуються з лівого боку схеми, а складальні одиниці відповідного порядку — праворуч, відповідно до напрямку процесу.

Напрямок виконання операцій, який відповідає послідовності зняття чи встановлення складових частин, позначається стрілками. [1]

Схема дозволяє спростити розуміння процесу розбирання чи складання, полегшує навчання персоналу, а також є основою для документування

технологічного процесу. Такий підхід гарантує впорядкованість операцій, зменшує ризик помилок і сприяє підвищенню продуктивності та якості роботи.

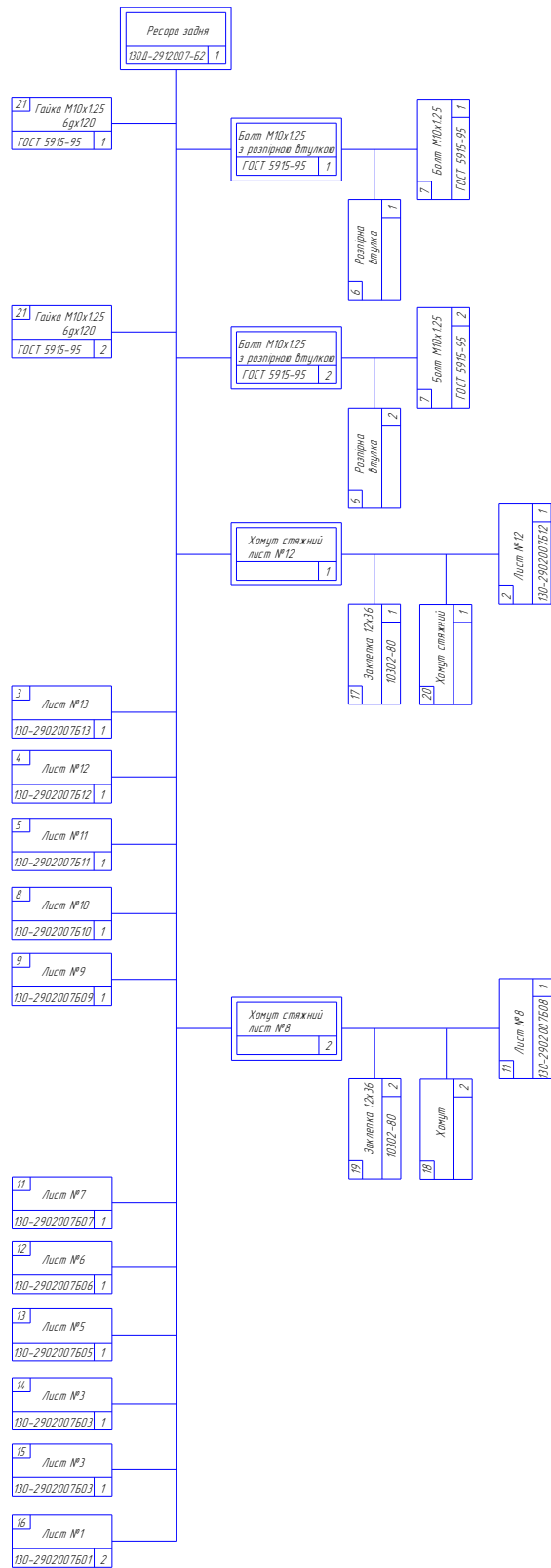


Рисунок 2.1. Технологічна схема процесу розбирання (складання) ресори автомобіля Iveco

Розробку схеми технологічного процесу складання складальної одиниці розпочинають із зображення базової деталі. Далі до схеми послідовно додаються складальні одиниці у напрямку зліва направо, що відповідає логіці виконання операцій. Умовні позначення деталей розташовують з лівого боку схеми, тоді як складальні одиниці — праворуч, згідно з напрямком процесу складання.

Такий підхід до побудови схеми не лише спрощує її читання, але й дозволяє виділити окремі складальні одиниці, процес збирання яких може бути організований незалежно від загальної схеми. Це забезпечує більшу гнучкість у плануванні виробничих процесів і підвищує ефективність роботи.

На рисунку 2.1 представлена схема технологічного процесу розбирання та складання ресори автомобіля Івеско, що ілюструє послідовність виконання операцій. Загальний вигляд ресори із зазначенням її складових частин наведено на рисунку 1.12.

Цей підхід дозволяє систематизувати процеси та забезпечує зручність для розробки і впровадження технології складання, враховуючи всі деталі та складальні одиниці, необхідні для виконання роботи.

2.2. Виготовлення та дефекти ресор вантажних автомобілів

Листи ресор для вантажних автомобілів виробляються зі стрічкової сталі марок 50ХГА (хромомарганцева) або 60С2 (кремнієва). Вони піддаються гартуванню в маслі з подальшим відпуском при температурі близько 500°C. Для підвищення втомної міцності листи проходять процес поверхневого наклепу, який виконується в дробоструминних установках.

Найбільш поширеними дефектами ресор є:

- втрата пружності;
- тріщини чи переломи листів;
- зношення втулок;
- деформація листів;

- послаблення заклепкових з'єднань.

Процес відновлення ресор складається з таких етапів:

1. Миття ресори в зборі для видалення забруднень.
2. Розбирання ресори за допомогою спеціалізованого стенда.
3. Очищення деталей та їх знежирення.
4. Дефектація компонентів, включаючи листи, сережки, хомути та інші елементи.

Деформацію листів перевіряють за допомогою шаблонів, що визначають радіус кривизни внутрішньої частини. Листи, які не відповідають вимогам, виправляються в гарячому стані з подальшою термічною обробкою.

Відпал виконується у термічній печі, після чого лист піддається гнуттю, гартуванню та відпуску у ванні із застосуванням пристрою АКТБ-140. Для сталі 50ХГА температура гартування становить 850–900°C, а відпалу — 800°C. Для сталі 60С2 температура гартування — 890–910°C, а відпалу — 850°C.

Перед монтажем усі листи ресори очищають і змащують графітним мастилом. Використання листів, які не відповідають кресленням за довжиною, шириною або товщиною, не допускається.

Для автомобілів марки ЗІЛ заклепки хомутів не повинні виступати над поверхнею листів, тоді як для інших автомобілів болти хомутів, після затягування гайок, підлягають розклепуванню молотком.

Допустимі зазори між листами ресори встановлюються залежно від довжини контакту двох сусідніх листів. Загальна довжина зазору не повинна перевищувати довжини контакту, при цьому зазори завдовжки до 75 мм мають бути не більшими за 0,3 мм. Обов'язковою є вимога щільного прилягання робочих кінців ресор.

Повторне навантаження ресори не повинно викликати залишкової деформації. Випробування проводять таким чином: передні кінці ресори спираються на рухомі опори, задні — на циліндричні. Для допоміжної задньої ресори опори розташовують на відстані 1050 мм. Ресора вважається придатною

до експлуатації, якщо під контрольним навантаженням її стріла перебуває в межах допустимих значень, визначених у таблиці 2.1.

Такий підхід до ремонту ресор дозволяє забезпечити їх відповідність технічним вимогам і продовжити термін служби навіть у складних умовах експлуатації.

Таблиця 2.1 – Дані для випробування ресор автомобіля Івесо

Ресори	Нагрузка при осадці після збирання, кгс	Контрольне навантаження при випробуванні, кгс	Стріла прогибу ресори, при випробуванні, мм	Стріла прогибу ресори в вільному стані після осадки, мм
Передня	3160	1050	15—25	101-
Задня	5090	1900	27—37	122
Допоміжна	3000	550	35—45	70

Для ресор автомобіля Івесо під час випробувань проводиться їхнє навантаження, яке виконується на відстані 200 мм від вільного стану. Після цього величина стріли прогину у вільному стані має становити від 135 до 145 мм.

Контрольна перевірка характеристик ресор здійснюється за умов навантаження у 1200 кг. У цьому випадку стріла прогину повинна залишатися в межах від 25 до 35 мм, що свідчить про відповідність ресори технічним вимогам. Такий підхід до перевірки дозволяє оцінити функціональні властивості ресор, забезпечуючи надійність і безпеку експлуатації автомобіля.

2.3 Ремонт передньої осі

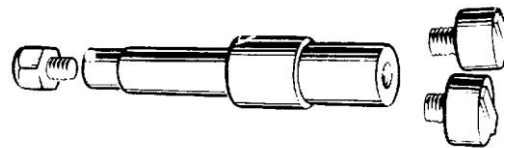
Спочатку знімають передні колеса та відкручують ковпак маточини. Далі видаляють стопорний шплінт і відкручують гайку цапфи поворотного кулака, після чого демонтують маточину разом із підшипниками та гальмівним барабаном. Розшплінтовують і відкручують гайки, щоб зняти гальмівні щити з обох сторін. Для запобігання пошкодженню гальмівних шлангів, гальмівні щити акуратно підвішують до лонжеронів рами.

Далі розшпінтовують і знімають гайки поворотних важелів, виймаючи їх із поворотних кулаків. Відкручують гайки та від'єднують нижні кінці амортизаторів від балки передньої осі. Потім підводять домкрат під балку осі, відкручують гайки кріплення драбин, знімають їх і опускають передню вісь на домкраті.

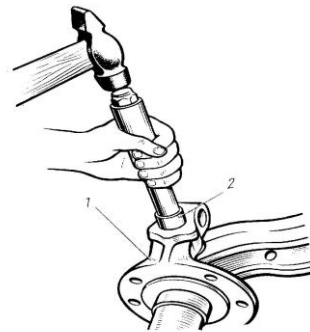
Перед виконанням цієї операції проводиться розбирання елементів передньої осі згідно з описаною послідовністю. Усі етапи демонтажу виконуються з дотриманням вимог до безпеки та обережного поводження з деталями, щоб запобігти їх пошкодженню.

Такий підхід забезпечує правильну організацію ремонтного процесу, що дозволяє зменшити час на обслуговування та підвищити якість виконаних робіт.

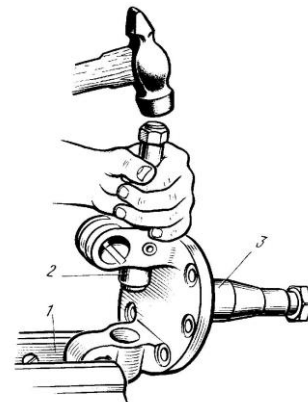
Вибивання для ремонту поворотного кулака



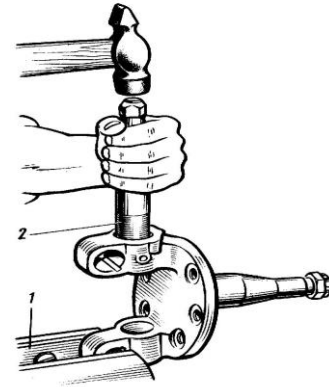
Вибивання шкворня: 1 — поворотний кулак; 2 — шворінь.



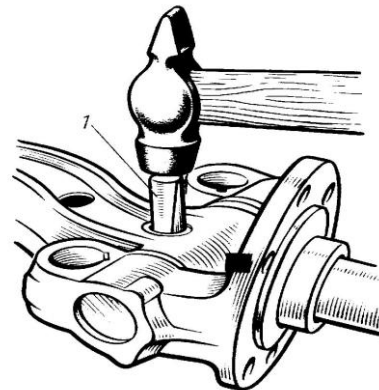
Випресовка втулок шкворня: 1 —
лещата; 2 — втулка шворні;
3 — поворотний кулак.



Запресовка втулок шворні: 1 —
лещата; 2 — втулка



Установка стопорного штифта: 1 —
штифт



Процедура виконується на автомобілі з піднятою передньою віссю. Спочатку необхідно розшпінтувати гайку цапфи поворотного кулака (рис.2.2) і послабити її на половину оберту. Після цього перевіряють, чи обертається колесо без зусиль. У разі виявлення проблем (зачіпання гальмівних колодок, тертя сальника, пошкодження підшипників тощо), необхідно усунути ці несправності.

Гайку цапфи затягують спеціальним ключем, що входить до комплекту інструменту водія, до моменту, коли колесо починає обертатися туго. Під час затягування гайки слід обертати колесо, щоб ролики підшипника могли правильно розташуватися відносно кілець.

Затягнуте колесо після поштовху рукою має зробити не більше пів оберту. Потім гайку послаблюють на одну або дві прорізи коронки, щоб отвір у гайці збігся з отвором для шпінта в цапфі кулака.

Ця процедура забезпечує оптимальний рівень затягування підшипників, запобігаючи надмірному зносу деталей і забезпечуючи їх довговічність та надійну роботу.

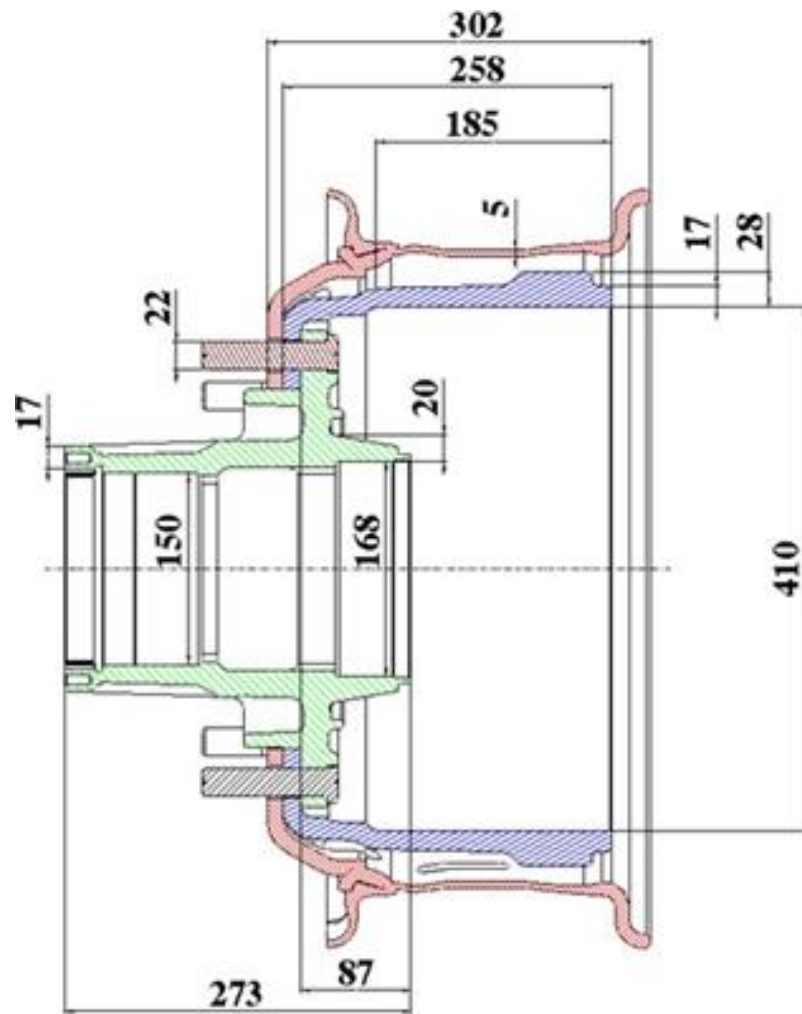


Рисунок 2.2 Маточина переднього колеса

Щоб перевірити правильність регулювання, колесо потрібно сильно поштовхнути рукою, забезпечивши його вільне обертання. Після цього воно повинно здійснити не менше шести повних обертів. Останнім етапом перевірки є контроль нагріву ступиці колеса під час руху автомобіля. Якщо ступиця нагрівається занадто сильно, гайку слід відпустити ще на один проріз.

Однак відпускати гайку більше ніж на три прорізи не рекомендується. Після завершення регулювання гайку необхідно надійно зашплінтувати, щоб забезпечити її фіксацію та запобігти розкручуванню під час експлуатації.

Таблиця 2.4 - Можливі несправності передньої осі і рульової тяги, їх причини і способи усунення

Причина несправності	Спосіб усунення
Відведення автомобіля убік	
Різний тиск в шинах	Накачати шини передніх коліс до норми
Велика різниця в кутах подовжнього нахилу шворні лівої і правої сторін	Перевірити, чи немає скручування балки передньої осі, поломки або осідання передніх ресор, зносу шворнів і втулок. Замінити поламані, деформовані і зношені деталі
Велика різниця в кутах розвалу лівого і правого коліс	Перевірити, чи немає прогину балки або зносу шкворней і їх втулок. Правка балки допускається в тих випадках, коли прогин на 1 м її не перевищує 70 мм. Зношені деталі замінити
Різне затягування підшипників маточин передніх коліс	Перевірити і відрегулювати затягування підшипників
Непаралельність осей переднього і заднього мостів	Перевірити взаємне положення осей переднього і заднього мостів шляхом виміру відстані між центрами коліс з правої і лівої сторін автомобіля. При виявленні різниці перевірити, чи не зрізаний центровий болт ресори і чи не зносилися упорні подушки передніх кінців ресор. Замінити зношені або пошкоджені деталі

Дисбаланс коліс з шинами в зборі	Замінити колесо, що має великий дисбаланс
Підвищений знос в шарнірах рульової тяги	Замінити зношені деталі шарнірів
Підвищений знос гумових подушок передніх ресор	Замінити зношені подушки
Прискорений поперечний знос протектора шини	
Неправильна величина сходження коліс	Перевірити, чи не погнуті поперечна рульова тяга або поворотні важелі, а також чи немає люфтів в шарнірах рульової тяги. Виправити зношені деталі. Після цього відрегулювати сходження передніх коліс
Стуки при русі	
Великий осьовий люфт шворні	Перевірити зазор між верхньою бобишкою поворотної цапфи і бобишкою балки. Довести зазор до 0,15 мм регулювальними прокладками. При необхідності замінити зношені деталі наполегливого підшипника
Радіальний люфт шворні у втулках	Замінити зношені деталі
Збільшені зазори в шарнірах рульової тяги	Замінити зношені деталі
Недостатнє затягування підшипників маточин передніх коліс або їх руйнування	Відрегулювати затягування підшипників. Замінити пошкоджені підшипники
Зазири в конічних з'єднаннях важелів і пальців рульової тяги	Підтягнути гайки кріплення важелів і пальців

2.4 Технологічний процес відновлення фланцю ведучої маточини колеса

Фланець ведучої частини маточини колеса автомобіля Iveco виготовляється з сталі 45 ГОСТ 1050-88, з твердістю матеріалу не більше HB 170. Ця деталь є важливою складовою частиною ходової системи автомобіля, оскільки представляє собою диск з центральним отвором, у якому виконані шліци для закріплення валу півосі. Основна функція фланця — передача крутного моменту на колесо.

При виготовленні та ремонті цієї деталі необхідна висока точність. Наприклад, отвір під болти кріплення має виготовлятися з точністю 8 квалітет та шорсткістю $R_a = 1,25$, а шийка під кульковий підшипник — з точністю 6 квалітет та шорсткістю $R_a = 0,63$. Це важливо, оскільки під час експлуатації автомобіля фланець обертається з великою швидкістю. Будь-який дисбаланс може призвести до виникнення інерційних сил, що в свою чергу спричиняють передчасне зношування підшипників і самої деталі, а також інших малих компонентів системи. Тому, при ремонті, особливу увагу слід приділяти точності виготовлення та якості деталі.

Фланець піддається вібраційним та ударним навантаженням під час експлуатації, що також впливає на його довговічність та функціональність.

Основні дефекти, що можуть виникати на фланці ведучої частини маточини, включають:

- тріщини на поверхні диска;
- пошкодження різьби в отворах для болтів;
- знос шийки під кульковий підшипник.

Ці дефекти зазвичай виникають через тертя та вплив змінних навантажень на деталь, що сприяє її деградації в процесі експлуатації.

На рисунок 2.3 наведено можливі дефекти фланця та показує місця найбільш вразливі до зносу, що вимагають особливої уваги при ремонті та обслуговуванні. [15]

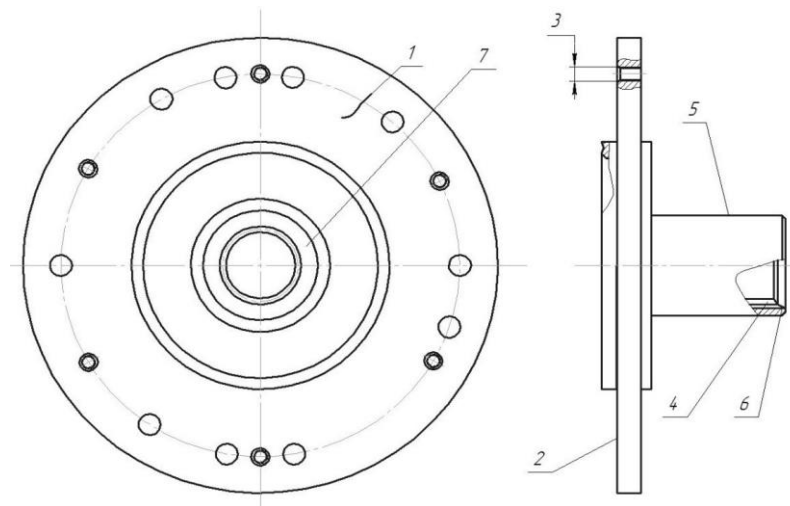


Рисунок 2.3 – Фланець ведучої частини маточини колеса

Аналізуючи дану деталь, можна зробити висновки такі висновки: форма та розташування поверхонь не викликають труднощів при відновленні; при відновленні шийки під підшипник необхідно проводити три стадії остаточної обробки; за базові поверхні при відновленні можна використовувати торцьову поверхню ступиці; внутрішні шліцьові поверхні маточини повинні бути

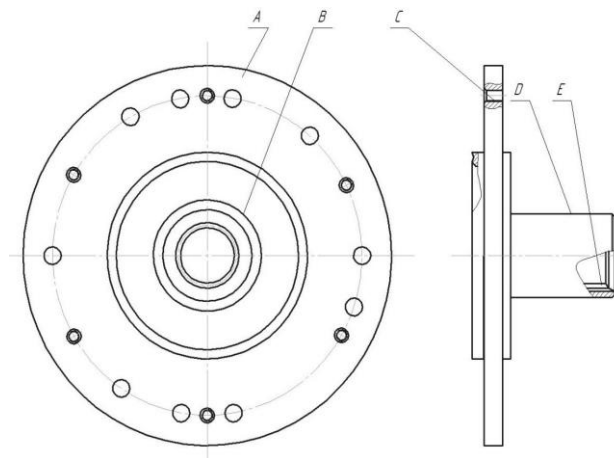


Рисунок 2.4 – Фланець ведучої частини маточини колеса

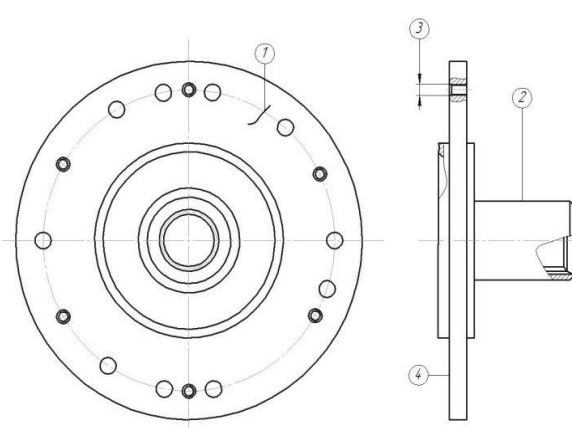
співвісними з шліцьовими поверхнями півосі [6]. Маса деталі – 3,56 кг; Габаритні розміри: 168×104 мм.

При відновленні ступиці потрібно забезпечити виконання таких основних вимог у встановлених межах та карта технічних вимог на дефектування деталі:

- 1) Шорсткість поверхні D повинна відповідати $Ra=0.63$;
- 2) Шорсткість поверхні A повинна відповідати $Ra=1.25$;

- 3) Несоосність поверхонь С і Е повинна бути не більше ніж 0,02 мм;
- 4) Шорсткість поверхні Е повинна відповідати $Ra=1.25$;
- 5) Конусність поверхні D не більше ніж 0,01 мм [6].

Таблиця 2.1 - Карта технічних вимог на дефектування деталі

Деталь (складальна одиниця): Фланець ведучої частини маточини колеса					
			№ деталі (складальної одиниці): №5511-2304090		
			Матеріал: Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
			Твердість: HB 170, не більше		
Позиція на	Можливий дефект	Спосіб виявлення дефекту і засоби контролю	Розмір, мм		Висновок
			за робочим кресленням (номінальний)	допустимий без ремонту	
1	Тріщини будь-якого характеру і розташування на дисковій поверхні	Огляд.	—	—	Ремонтувати. Заварювання
2	Знос шийки під кульковий підшипник	Скоба 64 мм	64+ 0,017	63,96	Відродугове наплавлення, хромування, залізнення.
3	Пошкодження різьби	Огляд. Спряжена деталь	M20-1,5-6g	Зрив не більше однієї нитки	Наплавлення в CO ₂ , відродугове наплавлення
4	Короблення поверхні	Огляд. Контрольна плита	-	-	Ремонтувати. Шліфування, фрезерування

2.6 Вибір технологічних баз

При обробці шийки під кульковий підшипник деталь встановлюємо в трикулачковий самоцентруючий патрон, як показано на рисунку 2.5

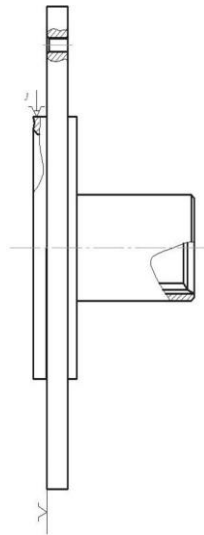


Рисунок 2.5 – Фланець ведучої частини маточини колеса

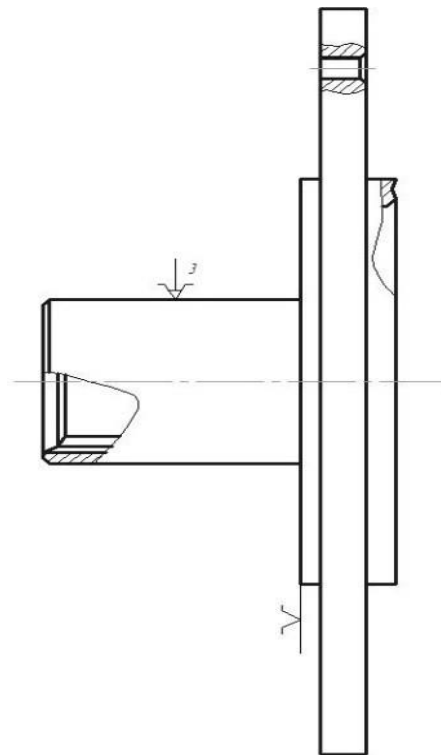


Рисунок 2.6 – Фланець ведучої частини маточини колеса

Маточина при усуненні тріщин та коробленні поверхні, за технологічні бази приймаємо шийку під кульковий підшипник, як показано на рисунку 2.6.

При обробці пошкодження різьби, усуненні тріщин та коробленні поверхні, за технологічні бази приймаємо шийку під кульковий підшипник, як показано на рисунку 2.7

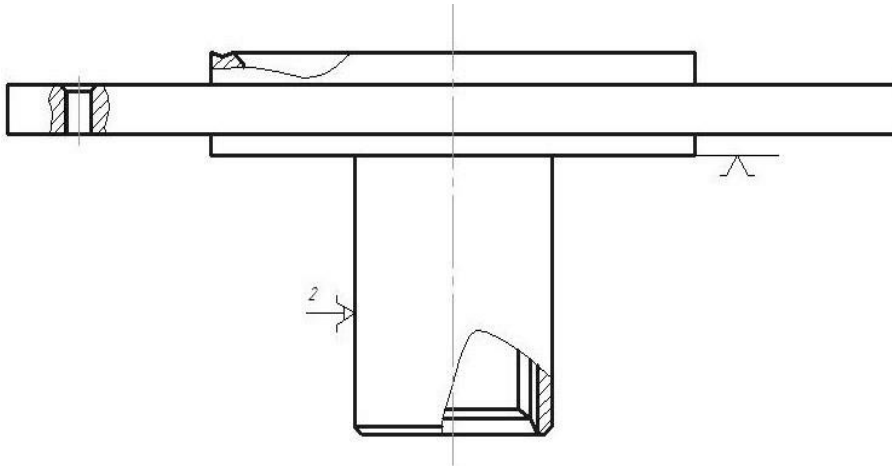


Рисунок 2.7– Фланець ведучої частини маточини колеса

2.7 Технологія усунення кожного дефекту

Встановлюємо таку послідовність операцій для усунення кожного з заданих дефектів:

Дефект №1 – Тріщини будь-якого характеру і розташування на дисковій поверхні (НВ 170, не більше).

1. Слюсарна

Зачистити краї тріщини.

2. Свердлильна

Свердлити 2 отвори $d=4^{+0,1}$ на відстані $l = 8$ від її кінців.

3. Зварювання

4. Заварити тріщину.

5. Слюсарна

Зачистити зварний шов у рівень з основним металом.

Дефект №2 – Знос шийки під кульковий підшипник $d= 64_{+0,017}$ більше).

1. Шліфувальна

Шліфувати шийку, витримуючи $d=63,7_{+0,062}$

2. Наплавлення

Наростити шийку, витримуючи $d=64,4^{+0,4}$

3. Шліфувальна

Шліфувати шийку попередньо витримуючи $d=64,1_{+0,039}$

4. Шліфувальна

Шліфувати шийку остаточно, витримуючи $d=64_{+0,017}$

5. Токарна

Точити фаску $c=1,75 \times 45^0$

Дефект №3 – Пошкодження різьби (НВ 170, не більше).

1. Свердлильна

Висвердлити різьбу, витримуючи розмір $d=24,2^{+0,18}$ на глибину 20мм.

2. Слюсарна

Прибрати всі задри, та окислення.

3. Залізнення

Наплавити шар металу витримуючи $d=18$ мм на глибину 20 мм.

4. Свердлильна

Нарізати різьбу М20-1,5-7Н на глибину 20мм, зенкувати фаску, витримуючи $c=1,5 \times 45^0$

Дефект №4 - Короблення поверхні (НВ 170, не більше).

1. Шліфувальна

Шліфувати площину «як чисто» до усунення слідів короблення [6,22].

2.7 Технологічний маршрут відновлення деталі

005 Слюсарна 0190

Зачистити краї тріщини.

010 Свердлильна 4120

Свердлити 2 отвори $d=4^{+0,1}$ на відстані $l = 8$ від її кінців

015 Зварювання 9100

Заварити тріщину.

020 Слюсарна 0190

Зачистити зварний шов у рівень з основним металом.

025 Свердлильна 4120

Висвердлити різьбу, витримуючи розмір $d=24,2^{+0,18}$ на глибину 20 мм.

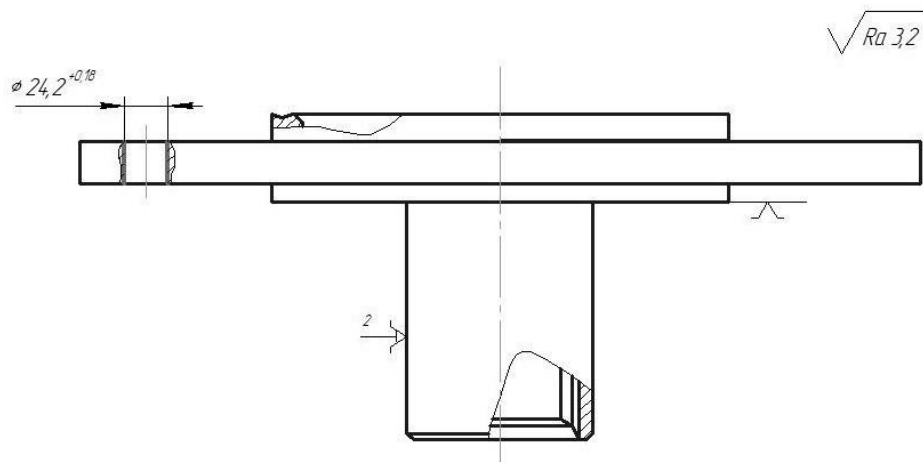


Рисунок 2.8 – Фланець ведучої частини маточини колеса

030 Слюсарна 0190

Прибрати всі задри, та окислення.

035 Залізнення 7144

Наплавити шар металу витримуючи $d=18$ мм на глибину 20 мм.

040 Свердлильна 4120

Нарізати різьбу M20-1,5-7H на глибину 20 мм, зенкувати фаску, витримуючи $c=1,5 \times 45^\circ$

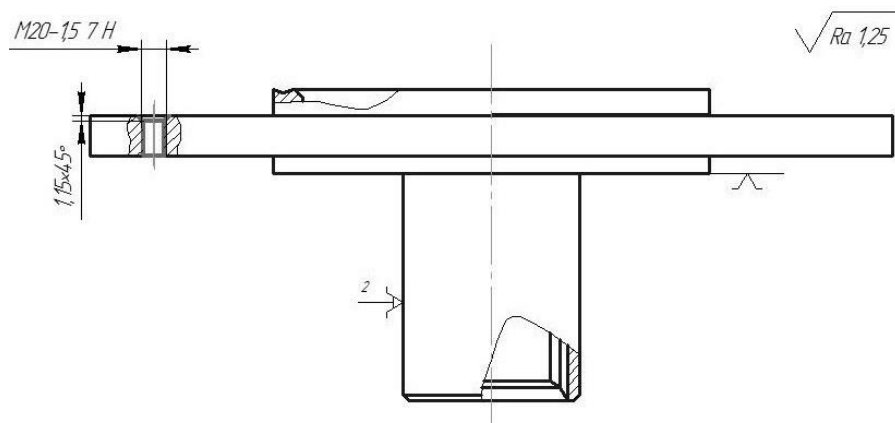


Рисунок 2.9 – Фланець ведучої частини маточини колеса

045 Шліфувальна 4130

Шліфувати площину «як чисто» до усунення слідів короблення.

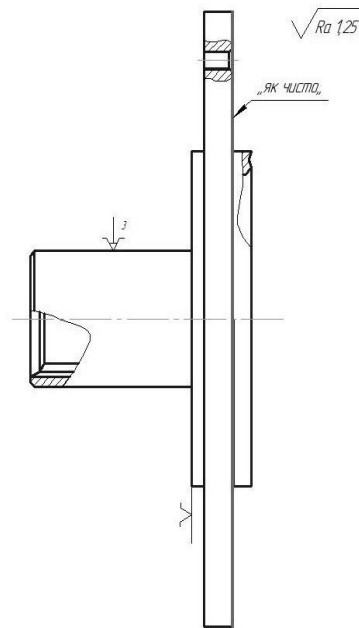


Рисунок 2.10 – Фланець ведучої частини маточини колеса
050Шліфувальна 4130

Шліфувати шийку, витримуючи $d=33,7_{+0,062}$, на довжину $l = 73$ мм

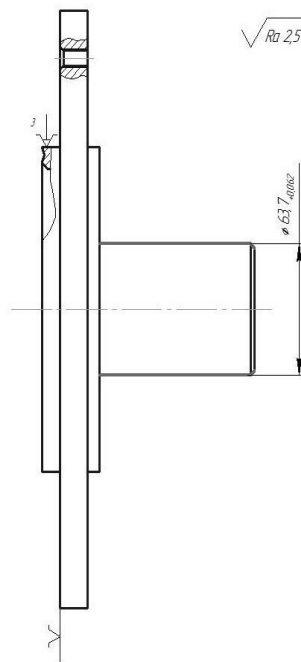


Рисунок 2.11 – Фланець ведучої частини маточини колеса
055 Наплавлення 9300

Наростити шийку, витримуючи $d=64,4^{+0,4}$, на довжину $l = 73$ мм.

060 Шліфувальна 4130

Шліфувати шийку попередньо витримуючи $d=64,1_{+0,039}$, на довжину $l = 73$ мм.

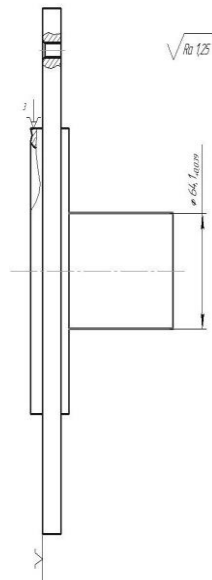


Рисунок 2.12 – Фланець ведучої частини маточини колеса

065 Шліфувальна 4130

Шліфувати шийку остаточно, витримуючи $d=64_{+0,017}$, на довжину $l = 73$ мм.

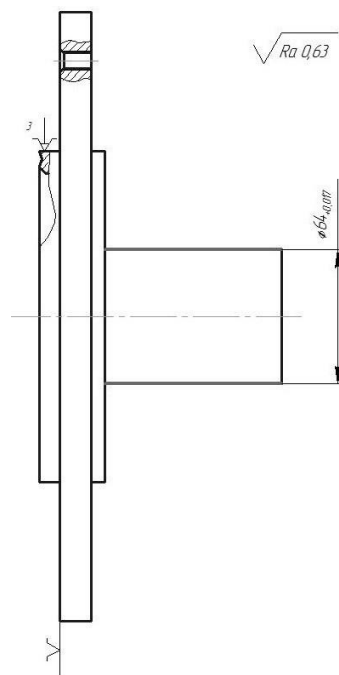


Рисунок 2.13 – Фланець ведучої частини маточини колеса

070 Токарна 4110

Точити фаску $c=1,75 \times 45^\circ$

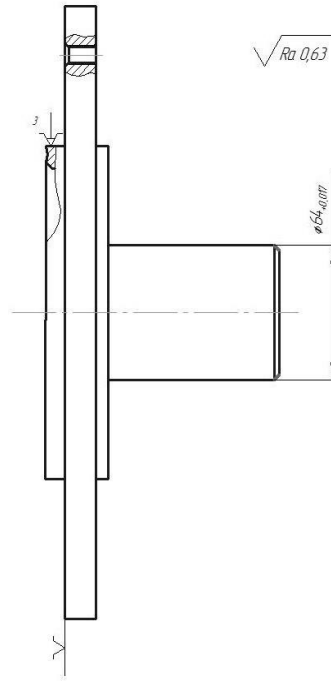


Рисунок 2.14 – Фланець ведучої частини маточини колеса.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Призначення, конструкція та основний принцип роботи оригінальної установки для свердління отворів і нарізання різьб

Ця установка розроблена для реалізації операцій зі свердління отворів, нарізання різьби та її доопрацювання. Конструкція установки (рис. 3.1) включає дві автономні головки, які змонтовані на єдиній вертикальній стійці 1. Одна з головок спеціалізується на свердлінні, а друга призначена для нарізання різьби. Такий підхід дозволяє виконувати обидва технологічні процеси в межах однієї установки, забезпечуючи високу продуктивність, точність і економію часу під час роботи.

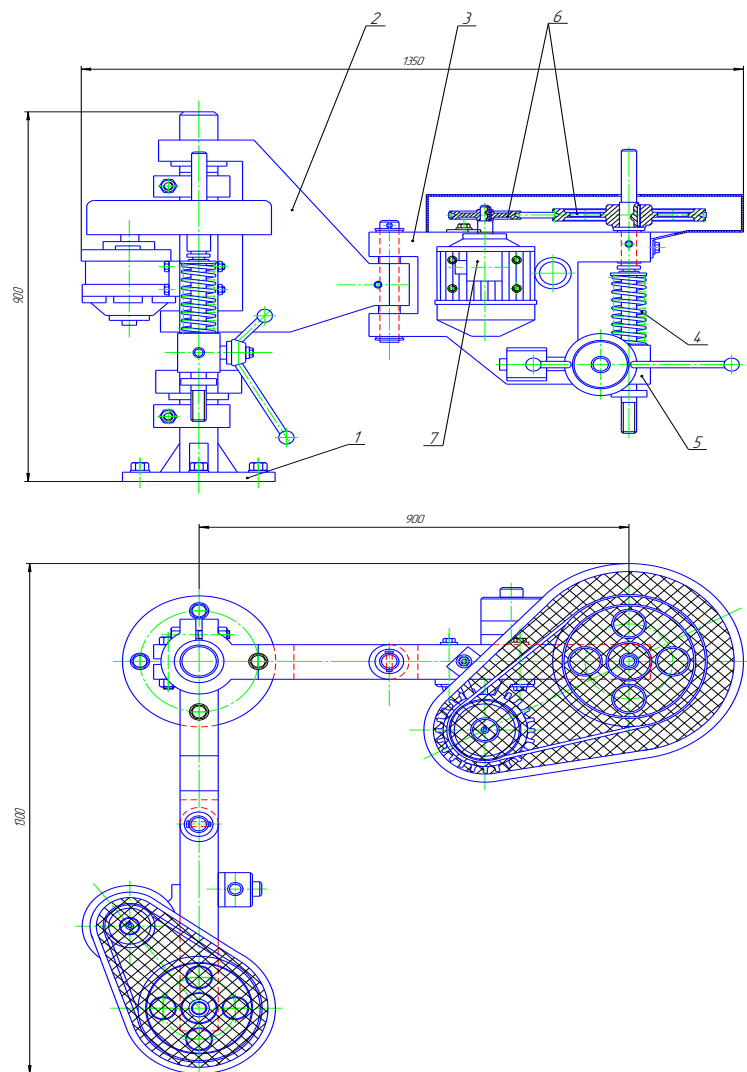


Рис. 3.1. Схема конструкції установки для свердління отворів і нарізання різьби:

1 – стійка; 2, 3 – шарнірні рукави; 4 – поворотна пружина; 5 – шпиндель; 6 – клинопасова передача; 7 – електродвигун.

Різьбонарізна головка відрізняється від свердлильної зниженим числом обертів шпинделя та автоматичною зміною напрямку обертання двигуна завдяки реверсуванню, що забезпечує оптимальні умови для нарізання різьби.

Обидві головки побудовані на основі єдиного конструктивного принципу та мають такі основні компоненти: електродвигун (7), клинопасову передачу (6), шпиндель (5) із механізмом ручної подачі, поворотну пружину (4), а також два шарнірно з'єднані рукави (2 і 3).

На різьбонарізній головці розташовано два кінцевих вимикачі, які автоматично перемикають напрямок обертання двигуна наприкінці ходу шпинделя. Довжина ходу шпинделя регулюється пересувними упорами, що дозволяє налаштовувати установку під конкретні завдання.

Завдяки шарнірній конструкції рукавів, шпинделі обох головок можуть бути переміщені до будь-якої точки оброблюваної поверхні, що забезпечує максимальну гнучкість у виконанні робіт і високу точність.

Стійка установки монтується безпосередньо на робочому столі верстата, що дозволяє оптимізувати використання виробничих площ і підвищити ефективність просторової організації робочого місця.

3.2 Розрахунок ключових елементів установки

Установка має відповідати технічним вимогам, що забезпечують її ефективність і надійність. Нижче наведено загальну технічну характеристику та параметри основних компонентів.

Загальна технічна характеристика установки

Головка для свердління отворів:

Максимальна потужність електродвигуна: 0,6 кВт;

Максимальна швидкість обертання шпинделя: 650 об/хв;

Довжина ходу шпинделя: 120 мм;

Передача обертального моменту: клинопасова передача від електродвигуна.

Головка для прогонки та нарізання різьб:

Максимальна потужність електродвигуна: 0,6 кВт;

Максимальна швидкість обертання шпинделя: 290 об/хв;

Довжина ходу шпинделя: 120 мм;

Передача обертального моменту: клинопасова передача від електродвигуна.

Особливості конструкції

Обидві головки мають однакову довжину ходу шпинделя, що спрощує процеси регулювання та налаштування.

Різниця в швидкості обертання забезпечує оптимальні режими роботи для кожної з операцій, що дозволяє досягти високої точності при свердлінні та нарізанні різьби.

Використання клинопасової передачі забезпечує плавну передачу потужності, знижуючи вібрацію та навантаження на механізм.

Рекомендації щодо покращення

Розглянути можливість підвищення потужності електродвигуна для роботи зі складнішими матеріалами.

Передбачити змінний привід для забезпечення більш широкого діапазону швидкостей шпинделя.

Додати систему автоматичного контролю навантажень для підвищення безпеки та довговічності установки.

3. Габаритні розміри та розрахунок силових приводів

Орієнтовні габарити установки

Розміри установки складають 1350×1300×900 мм, що забезпечує її компактність та ефективне використання робочого простору.

Визначення параметрів клинопасових передач

Основним типом силових приводів у конструкції є клинопасові передачі, що забезпечують передачу потужності від двигуна до робочих елементів. Для двох головок (свердильної та різьбонарізної) необхідно визначити параметри передач для досягнення потрібних характеристик обертання шпинделів.

Вибір двигуна. Згідно з розрахунковими параметрами, обираємо електродвигун марки А2-31-4, що має наступні технічні характеристики:

Потужність: визначається за потребами обох головок;

Номінальна частота обертання валу: забезпечується синхронною швидкістю обертання 1500 об/хв.

Розрахунок передаточного числа

Для забезпечення необхідної частоти обертання шпинделя розраховується передаточне число клинопасової передачі за формулою:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{шпин}}}$$

Перевірити співвідношення розмірів шківів для досягнення ефективного передаточного числа.

Розглянути можливість використання електронного регулювання швидкості для підвищення гнучкості в налаштуваннях.

Забезпечити оптимальне натягування ременів для зниження зношування та підвищення ефективності передачі потужності.

Отже, на основі заданих параметрів частоти обертання валу електродвигуна та шпинделя, розраховується передаточне відношення клинопасової передачі для головки, призначеної для виконання операцій свердління отворів. Розрахунок виконується за формулою:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{комп}}} = \frac{1410}{650} = 2,17.$$

Наступний етап розрахунку передбачає визначення перерізу паса за допомогою номограми. За обраною частотою обертів ведучого шківа, яка становить 1410 об/хв, вибираємо пас типу А.

Враховуючи обраний тип паса та величину обертового моменту, що передається через клинопасову передачу, розраховується діаметр ведучого шківів.

На основі визначеного діаметра ведучого шківів, відповідно до рекомендацій, наступним кроком є обчислення діаметра веденого шківів. Це враховує попередньо прийняте значення передаточного відношення клинопасової передачі.

Діаметр ведучого шківів розраховується за допомогою формули:

$$d_1 = \frac{d_2}{u_n(1-\varepsilon)},$$

$\varepsilon = 0,02$ - коефіцієнт ковзання пасу по шківу.

$$d'_1 = \frac{320}{2,17 \cdot (1-0,02)} = 150,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_1 = 150,0 \text{ мм}$.

Розраховуємо фактичне передаточне відношення передачі та аналізуємо його відхилення від заданого значення:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{320}{150(1-0,02)} = 2,18;$$

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\% = \frac{2,18 - 2,17}{2,17} 100\% = 0,5\%.$$

Різниця між розрахованим та заданим передаточним відношенням становить 0,5%, що перебуває в межах допустимого діапазону (до 3,0%). Це свідчить про відповідність розрахунків вимогам точності, встановленим для цього типу передач.

Наступним етапом є визначення орієнтовної міжосьової відстані передачі, яка обчислюється за відповідною формулою:

$$a = 0,55(d_1 + d_2) + h(H),$$

Приймаємо для пасу типу А нормального перерізу $h(H) = 8 \text{ мм}$.

$$a = 0,55(150 + 320) + 8 = 266,5 \text{ мм}.$$

З огляду на конструктивні вимоги (рис. 3.1), приймаємо величину міжосьової відстані.

Наступним етапом є розрахунок довжини ремня, який виконується за формулою:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a},$$

$$l = 2 \cdot 350 + \frac{3,14}{2}(150 + 320) + \frac{(320 - 150)^2}{4 \cdot 350} = 1458,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l = 1500 \text{ мм}$.

Враховуючи стандартну довжину ремня, коригуємо значення міжосьової відстані для забезпечення відповідності конструктивним параметрам:

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\},$$

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2 \cdot 1500 - 3,14(320 + 150) + \sqrt{[2 \cdot 1500 - 3,14(320 + 150)]^2 - 8(320 - 150)^2} \right\} =$$

$$= 371,3 \text{ мм}$$

Для підвищення якості передачі та ефективності експлуатації трансмісійного механізму автомобіля, необхідно забезпечити здатність регулювання міжвальної відстані, зменшуючи її на певну величину. Це дозволить оптимізувати роботу передачі та підвищити загальну надійність транспортного засобу: $a' = 0,01l = 0,01 \cdot 1500 = 15 \text{ мм}$, та збільшення натягу пасу на величину: $a'' = 0,025l = 0,025 \cdot 1500 = 37,5 \text{ мм}$.

Для розрахунку кута охоплення ремня на ведучому шківі використовується спеціалізована формула. Це дозволяє точно визначити зону контакту ремня з шківом, що є критичним для забезпечення ефективної передачі крутного моменту та зниження ризику зісковзування ремня під час роботи трансмісії

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{320 - 150}{371,3} = 153,9^\circ.$$

Для обчислення швидкості руху ременя у трансмісійних системах застосовується наступна формула:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 150 \cdot 1410 / (60 \cdot 10^3) = 11,07 \text{ м/с}.$$

Для визначення максимальної потужності, що може передаватися одним ремнем, застосовується відповідна формула:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

$$[P_0] = 4,11 \text{ кВт} \cdot C_p = 0,9 \cdot C_\alpha = 0,98 \cdot C_l = 1,0 \cdot C_z = 0,95.$$

$$[P_n] = 4,11 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,44 \text{ кВт}.$$

Для визначення необхідної кількості клинових ременів у системі передачі потужності можна скористатися спеціалізованою формулою:

$$z = \frac{P_{ном}}{[P_n]} = \frac{0,6}{3,44} = 0,17,$$

$$P_{ном} = 0,6 \text{ кВт}.$$

Приймаємо $z = 1$ пас.

Для задоволення вимог до необхідної потужності, рекомендується вибір двигуна моделі АОС2-31-4, оснащеного відповідними технічними параметрами. Цей двигун вирізняється ефективністю та надійністю у роботі, забезпечуючи високу продуктивність з мінімальними витратами на обслуговування. Вибір цього типу двигуна зумовлений його здатністю ефективно передавати потужність у складних умовах експлуатації.:

- потужність $N = 0,6 \text{ кВт};$

- номінальна частота обертання вала - $n = 1300 \text{ об/хв}$ при синхронній частоті обертання 1380 об/хв.

Для забезпечення заданої кількості обертів шпинделя, передаточне число клинопасової передачі може бути розраховане за допомогою відповідної формули: $u = \frac{n_{дв}}{n_{шпин}}$.

Враховуючи задані параметри обертів валу електродвигуна та валу шпинделя, визначаємо передаточне відношення для клинопасової передачі

свердлильної головки. Цей крок критично важливий для точного свердління отворів, оскільки правильне передаточне відношення забезпечує необхідну швидкість і стабільність роботи шпинделя, впливаючи на якість обробки матеріалу та довговічність устаткування:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{комп}}} = \frac{1300}{290} = 4,48.$$

Початок розрахунків передбачає визначення перерізу ремня з використанням номограми. Ураховуючи оберти ведучого шківа, які становлять 1300 об/хв, вибираємо ремінь типу А. Далі, аналізуючи обертаючий момент, що передається клинопасовою передачею, згідно з даними таблиці 3.4, встановлюємо необхідний діаметр ведучого шківа $d_1 = 260$ мм.

Згідно з рекомендаціями, виходячи з обраного діаметра ведучого шківа, розраховуємо діаметр веденого шківа, враховуючи задане передаточне відношення для клинопасової передачі. Розрахунок діаметра ведучого шківа проводимо за формулою, що враховує не тільки геометричні розміри, але й механічні властивості ремня та передавану ним потужність:

$$d_1 = \frac{d_2}{u_n(1-\varepsilon)},$$

$$u_n = 2,48 \cdot \varepsilon = 0,02.$$

$$d'_1 = \frac{260}{2,48 \cdot (1-0,02)} = 107,0 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_1 = 105,0$ мм.

На наступному етапі розрахунків визначаємо фактичне передаточне число передачі. Після цього порівнюємо отримані дані з заданими значеннями, щоб виявити будь-які відхилення. Це критично важливо для забезпечення точності механічної передачі та ефективності всієї системи. Перевірка відхилень допомагає виявити потенційні проблеми в конструкції та налаштуванні, забезпечуючи надійність та довговічність обладнання:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{260}{105(1-0,02)} = 2,52;$$

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} 100\% = \frac{2,52 - 2,48}{2,48} 100\% = 1,6\%.$$

Встановлено, що відхилення розрахованого передаточного числа від заданого становить 1,6%, що знаходиться в межах допустимого діапазону до 3,0%. Таке відхилення є прийнятним і не впливає на загальну надійність системи.

Далі, для забезпечення правильної роботи передачі, необхідно визначити приблизну міжосьову відстань. Розрахунок цієї відстані здійснюється за спеціалізованою формулою, яка враховує розміри шківів і вимоги до компактності і гнучкості системи. Цей показник важливий для забезпечення ефективної та безпечної експлуатації механізму, зменшення зносу компонентів і оптимізації передачі крутного моменту:

$$a = 0,55(d_1 + d_2) + h(H),$$

$$h(H) = 8 \text{ мм.}$$

$$a = 0,55(105 + 260) + 8 = 208,8 \text{ мм.}$$

Беручи до уваги конструктивні вимоги (згідно з рисунком 3.1), встановлюємо значення міжосьової відстані. Це рішення базується на необхідності оптимізації простору в механізмі та забезпечення адекватного натягу ремня, що є важливим для підтримання ефективності та надійності роботи передачі. Врахування таких міркувань дозволяє досягнути оптимальної балансу між довговічністю компонентів і загальною продуктивністю системи $a = 270 \text{ мм.}$

Для визначення розрахункової довжини ремня використовуємо наступну формулу, яка дозволяє точно обчислити необхідну довжину з урахуванням діаметрів шківів та міжосьової відстані:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a},$$

$$l = 2 \cdot 270 + \frac{3,14}{2}(105 + 260) + \frac{(260 - 105)^2}{4 \cdot 270} = 1090,9 \text{ мм.}$$

Отримане після розрахунків значення округлюємо до найближчого стандартного розміру $l = 1100$ мм.

Для коректної настройки системи передачі уточнюємо значення міжосьової відстані, виходячи зі стандартної довжини ремня:

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\},$$

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2 \cdot 1100 - 3,14(260 + 105) + \sqrt{[2 \cdot 1100 - 3,14(260 + 105)]^2 - 8(260 - 105)^2} \right\} =$$

$$= 251,5 \text{ мм}$$

При монтажі ремінної передачі важливо забезпечити можливість регулювання міжцентрової відстані для зменшення її на необхідну величину:
 $a'' = 0,025l = 0,025 \cdot 1100 = 27,5$ мм.

Для точного визначення кута охоплення ремнем ведучого шківa, використовуємо наступну формулу:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{260 - 105}{251,5} = 144,9^\circ.$$

Для точного розрахунку швидкості ремня використовується спеціалізована формула, яка дозволяє визначити швидкість його переміщення від ведучого до веденого шківa:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 105 \cdot 1300 / (60 \cdot 10^3) = 7,14 \text{ м/с}.$$

Для визначення максимально допустимої потужності, яку може передати один ремінь, використовуємо відповідну формулу:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

$$[P_n] = 4,11 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,44 \text{ кВт}.$$

Для точного визначення кількості необхідних клинових ременів у системі передачі використовується відповідна формула:

$$z = \frac{P_{ном}}{[P_n]} = \frac{0,6}{3,44} = 0,17,$$

Приймаємо $z = 1$ пас.

Вал електродвигуна ефективно передає механічну силу на ведучий шків за допомогою клинопасової передачі. Вибір типу з'єднання впав на шпонкове, що забезпечує надійну передачу крутного моменту. Зокрема, для діаметра вихідного кінця валу електродвигуна, який з'єднується з маточиною шківом, було вибрано призматичну шпонку з розмірами $1,5 \times 5 \times 22$ мм.

Для забезпечення довговічності та надійності з'єднання, проводиться аналіз міцності шпонки щодо зминання. Визначення міцності шпонки здійснюється за спеціально розробленою формулою, що враховує тип навантаження та матеріал, з якого вона виготовлена. Цей крок є критично важливим для забезпечення безпечної та надійної роботи всієї передачі:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_l}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

Для визначення максимальної сили, яка передається з валу електродвигуна на шків за допомогою шпонки, слід врахувати, що найвищий крутний момент виникає під час пуску двигуна. Із запуском і переходом до стабільної роботи, крутний момент, що виникає на валу, значно знижується. У розрахунках використовуються технічні параметри електродвигуна моделі АОС2-31-4 з потужністю 0,6 кВт, які зазначені у технічному паспорті устрою. Це дозволяє точно оцінити робочі характеристики системи і визначити оптимальні параметри для забезпечення надійності та ефективності передачі крутного моменту.

$F_l = 18 \text{ кН}$. $A_{зм}$ - площа зминання, мм^2 ; $A_{зм} = (0,94h - t_l)l_p$, Приймаємо для прийнятої шпонки $b = 4 \text{ мм}$, $h = 5 \text{ мм}$, $t_l = 3 \text{ мм}$.

Отже, площа зминання шпонки визначається як критичний параметр для забезпечення міцності з'єднання між валом електродвигуна та шківом. Вона розраховується на основі максимальних навантажень, які виникають під час пуску двигуна, коли крутний момент на валу є найвищим:

$$A_{зм} = (0,94 \cdot 5 - 3) \cdot 18 = 30,6 \text{ мм}^2.$$

$$[\sigma]_{зм} = 190 \text{ Н/мм}^2.$$

Перевірка умови міцності на зминання є важливою процедурою, що забезпечує надійність механічних з'єднань, зокрема шпонкових:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_l}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

$$\sigma_{зм} = \frac{1800}{30,6} = 58,8 \frac{H}{мм^2} \leq [\sigma]_{зм} = 110,0 \frac{H}{мм^2}.$$

Отже, міцність шпонкового з'єднання підтверджена, що гарантує його надійність в умовах експлуатації. Кріплення компонентів системи здійснюється за допомогою чотирьох болтів M8×40.109.40X.019, які мають шестигранну головку, призначену для використання з ключем.

Для визначення напруження зрізу в різьбі цих болтів використовується спеціалізована формула, яка дозволяє розрахувати навантаження, якому може протистояти різьблення без ризику пошкодження:

$$\tau_{зр} = \frac{Q_3}{\pi \cdot d_1 \cdot K \cdot H \cdot K_m} \leq [\tau_{зр}] МПа,$$

$$d_1 = 6,918 \text{ мм}; K=0,87; H=13 \text{ мм}; K_m = 0,75.$$

В свою чергу:

$$Q_3 = \frac{M_{зам}}{\frac{d_c}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f \frac{D_{кл}^3 - d_c^3}{D_{кл}^2 - d_c^2}} H,$$

$$M_{зам} = 8000 \text{ Н}; \psi = 2^0 30'; \operatorname{tg} \rho = f = 0,15, \rho = 8^0 32' \alpha = 60^0.$$

Тоді:

$$\rho' = \frac{8^0 32'}{\cos 30^0} = \frac{8^0 32'}{0,866} = 9^0 51'.$$

$$D_{кл} = 13 \text{ мм}.$$

Для визначення зусилля затягування, що необхідне для досягнення належного моменту затяжки болтів, використовується розрахунковий підхід:

$$Q_3 = \frac{8000}{\frac{7,42}{2} \operatorname{tg}(2^0 30' + 9^0 51') + \frac{1}{3} \cdot 0,15 \frac{13^3 - 7,42^3}{13^2 - 7,42^2}} = 27304,5 \text{ Н}.$$

Після введення всіх необхідних даних у формулу, ми можемо обчислити напруження зрізу в різьбі болта: $\tau_{zp} = \frac{27304,5}{3,14 \cdot 6,918 \cdot 13 \cdot 0,87 \cdot 0,75} = 148,2 \text{ МПа}$.

Допустиме напруження на зріз $[\tau] = 0,3 \sigma_m$. Межа текучості для матеріалу болта (ст. 40Х) $\sigma_m = 900 \text{ МПа}$, тоді $[\tau_{zp}] = 0,3 \cdot 900 = 270 \text{ МПа}$.

Отже, в результаті проведених розрахунків можемо підтвердити, що умова міцності гвинтів на зріз дотримується. Це означає, що гвинти достатньо міцні для витримування навантажень, які на них діють під час експлуатації. Забезпечення цієї умови є критично важливим для забезпечення безпеки та надійності всієї конструкції, оскільки недотримання міцності на зріз може призвести до непередбачених відмов і збоїв у роботі обладнання. Важливо врахувати всі необхідні параметри при виборі гвинтів та розрахунках міцності, аби уникнути ризиків, пов'язаних з їх використанням:

$$\tau_{zp} < [\tau_{zp}] - 148,2 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа}.$$

При аналізі напруження зрізу в різьбі стандартної гайки моделі 2М8.6–6Н, враховуємо, що товщина різьбової ділянки цієї гайки становить 7 мм.

$$\tau_{zp} = \frac{Q_3}{\pi \cdot d \cdot K \cdot H \cdot K_m} = \frac{27304,5}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,87 \cdot 7 \cdot 0,75} = 238,0 \text{ МПа};$$

$$238,0 \text{ МПа} < [\tau_{zp}] = 270,0 \text{ МПа}$$

$$\text{Напруження розтягування у болті: } \sigma_p = \frac{4Q_3}{\pi \cdot d_l^2} \leq [\sigma_p],$$

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n},$$

$$(n = 1,5);$$

$$\text{Тоді: } [\sigma_p] = \frac{900}{1,5} = 600 \text{ МПа}.$$

$$\text{Напруження розтягування у болті: } \sigma_p = \frac{4 \cdot 27304,5}{3,14 \cdot 6,918} = 502,7 \text{ МПа}.$$

$$\text{Тобто: } \sigma_p < [\sigma_p] - 502,7 \text{ МПа} < 600 \text{ МПа}.$$

Забезпечення стійкості болта в конструкції виконується згідно з встановленими нормами і стандартами, що гарантує його надійність у монтажі. Підтвердження стійкості болта до впливів зовнішніх навантажень важливе для забезпечення довготривалої служби з'єднань, витримання впливів механічних сил та запобігання втраті цілісності конструкції. Вжиті заходи з контролю якості та дотримання технічних умов дозволяють максимально знизити ризик невдалих випадків під час експлуатації, підвищуючи загальну безпеку використання обладнання.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

Вузол маточини разом із гальмівним барабаном і ободом, як показано на рисунку 1, піддається дії крутного моменту під час руху та гальмівного моменту під час гальмування. Для перевірки достатності конструкції маточини в умовах екстремальних навантажень необхідно провести аналіз напружень. Під час руху маточина та обід несуть навантаження, тоді як під час гальмування – барабан та обід.

З урахуванням болтового з'єднання між знімними частинами, ідеальним підходом є моделювання всіх трьох елементів як цільної тривимірної конструкції. Однак, оскільки гальмування триває короткий проміжок часу, проведення перехідного аналізу стає надзвичайно складним. Перший – моделювання з використанням тривимірних елементів, другий – ігнорування впливу десяти болтів, що з'єднують знімні частини, шляхом використання обертально-симетричних елементів, підданих асиметричному навантаженню (вираженому через ряди Фур'є). Обидва підходи порівнюються для перевірки того, що вони дають однаковий порядок напружень.

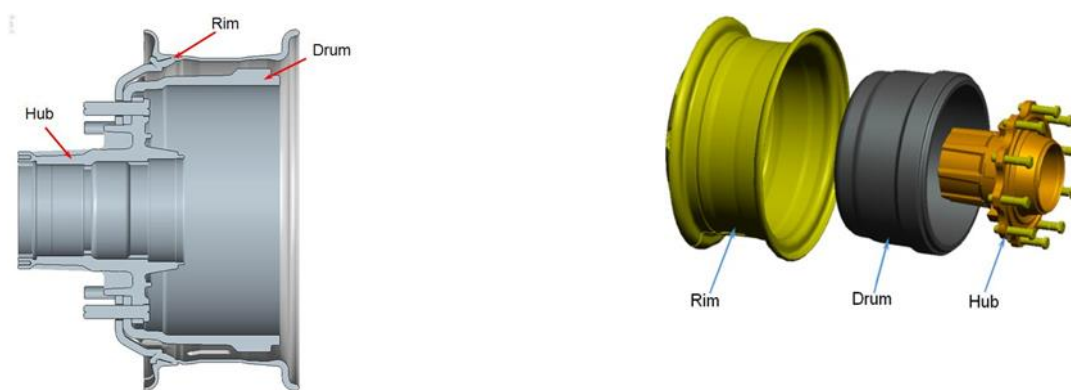


Рисунок 4.1. Збірка привідного агрегату

Маточина колеса повинна витримувати навантаження від ваги транспортного засобу, вплив сил при маневруванні та ударні навантаження через нерівності дороги. Зазвичай для виготовлення маточини використовується кований сталевий сплав (C45).

Гальмівний барабан зазвичай виготовляється зі спеціального типу чавуну, що має високу теплопровідність і зносостійкість. Він розташований дуже близько до гальмівної колодки, але без безпосереднього контакту, і обертається разом із колесом та віссю. Коли гальмівна накладка притискається до внутрішньої поверхні барабана, температура тертя може досягати 600 °С.

Сумарний опір, який відчуває транспортний засіб, можна виразити як

$$R = R_r + R_a$$

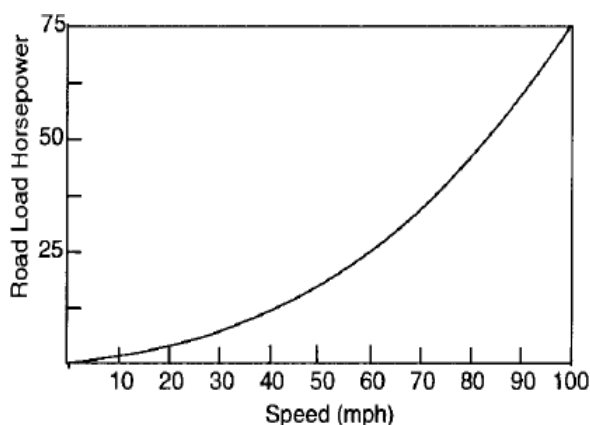
де опір коченню R_r дорівнює kW , зазвичай коефіцієнт опору коченню k приймається рівним 0,015 [5].

Опір повітря R_a визначається як

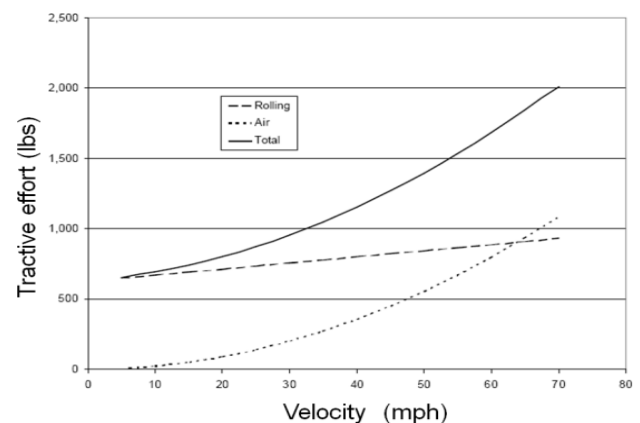
$$R_a = K_a AV^2$$

де типовий коефіцієнт опору повітря K_a приймається рівним 0,045 [5].

Для транспортного засобу з максимальною швидкістю 81 км/год і фронтальною площею 4 м² загальний опір руху транспортного засобу становить 3580 Н. На основі технічних характеристик транспортного засобу (вантажівки), крутний момент під час руху та гальмування визначено з врахуванням потужності двигуна та тягового зусилля транспортного засобу, що наведено на рисунку 2 [5].



Графік потужності дорожнього навантаження



Тягове зусилля

Рисунок 4.2. Потужність і тягове зусилля

На рисунку 4.3 демонструє збірку гальмівного барабана. На цьому рисунку барабан і шина є обертовими елементами. Дві частини гальмівної

колодки рухаються до гальмівного барабана під час гальмування за допомогою S-камери.

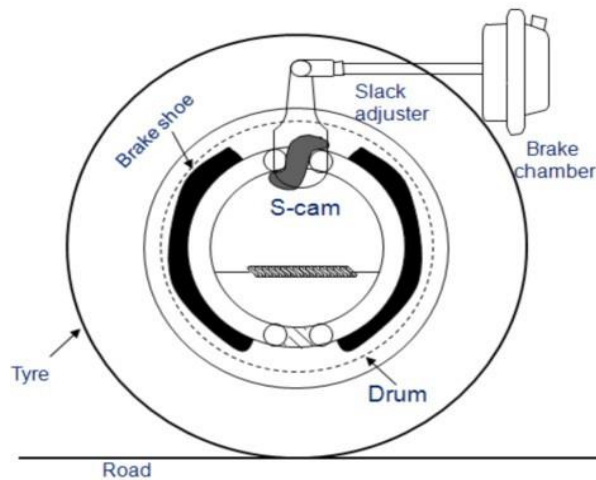


Рисунок 4.3. Схематичне зображення збірки гальмівного барабана

Час зупинки та гальмівна сила визначені на основі реальних даних польових випробувань транспортного засобу в умовах екстреного гальмування. Максимальна гальмівна сила досягається протягом 2 секунд і знижується до нуля приблизно за 6 секунд. Детальна залежність гальмівної сили від часу наведена на рисунку 4.4.

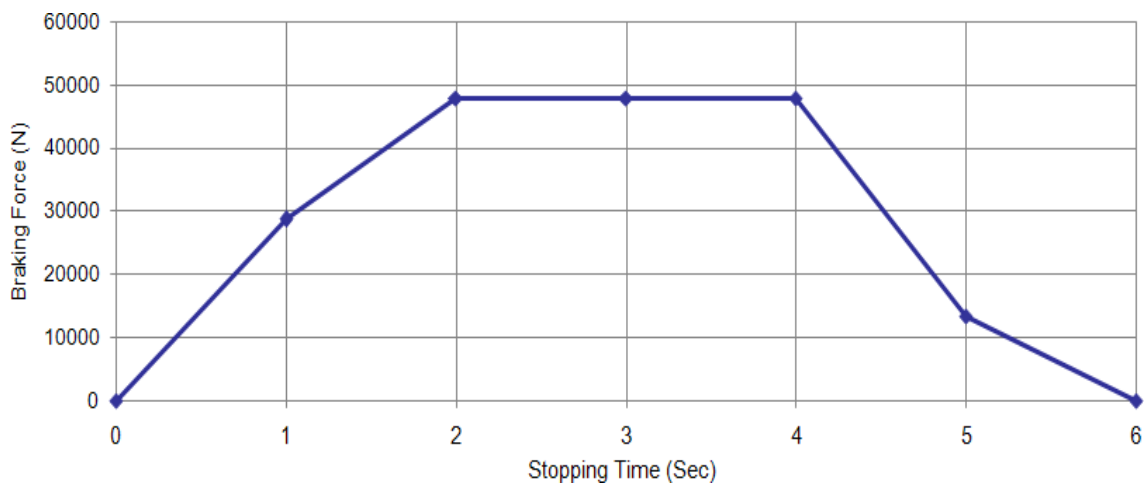


Рисунок 4.4 Історія гальмування транспортного засобу

Обід вважається таким, що не має окружного зміщення на вільній поверхні, показаний на рисунку 4.5. Місцевий вплив болтових з'єднань ігнорується. Опорні точки маточини передбачають відсутність зміщень у радіальному та осьовому напрямках.

Нормальний тиск накачування важкого транспортного засобу становить 5,58 бар, який діє радіально всередину на обід, як показано на рисунку 4.6.

Оскільки маточина з'єднана з ведучою віссю через шліци, вважається, що крутний момент руху передається на маточину через шліци з рівномірною інтенсивністю. Крім того, під час гальмування крутний момент вважається таким, що діє на внутрішню периферію барабана протягом 220° через дві гальмівні колодки, як показано на рисунку 4.7.

Крім того, транспортний засіб піддається дії сил інерції, інерційного крутного моменту та сил, необхідних для подолання опору повітря, які, за оцінками, є незначними порівняно з іншими навантаженнями.

Для перевірки точності результатів, отриманих із використанням тривимірного елемента (3D brick element) при впливі внутрішнього тиску, крутного моменту руху та гальмівного моменту, також застосовується метод використання осесиметричних елементів, підданих асиметричному навантаженню.

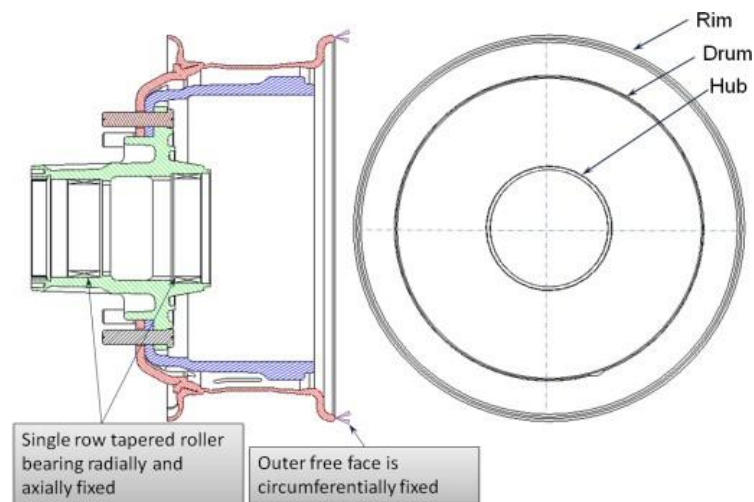


Рисунок 4.5. Граничні умови

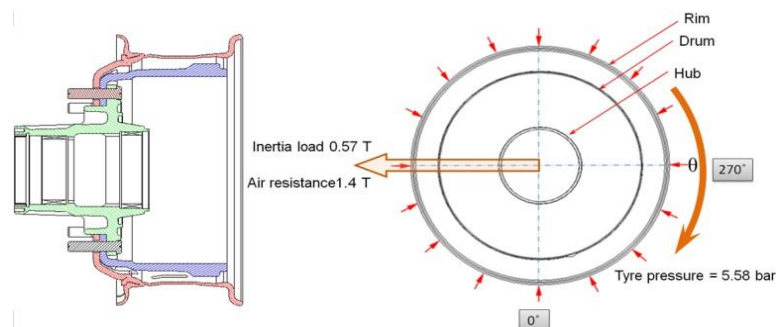


Рисунок 4.6. Тиск у шині, опір повітря та інерційна сила

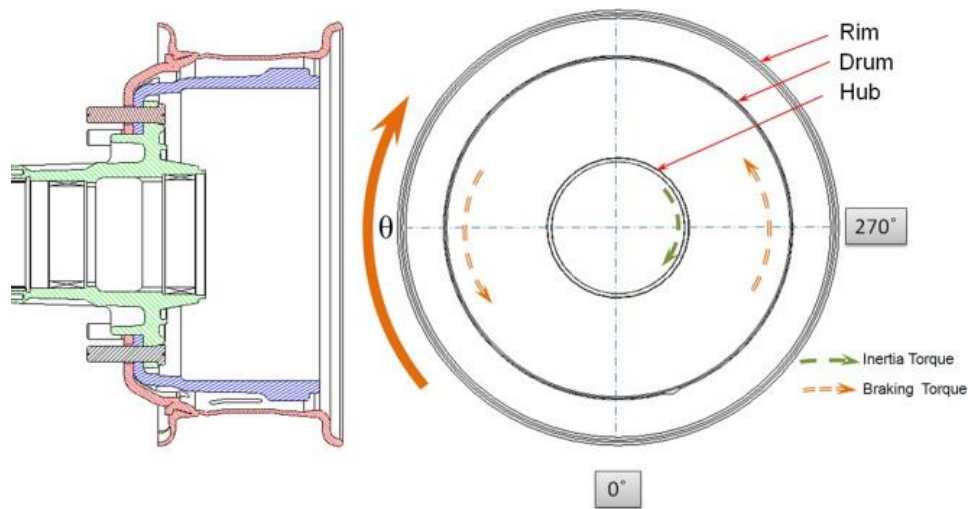
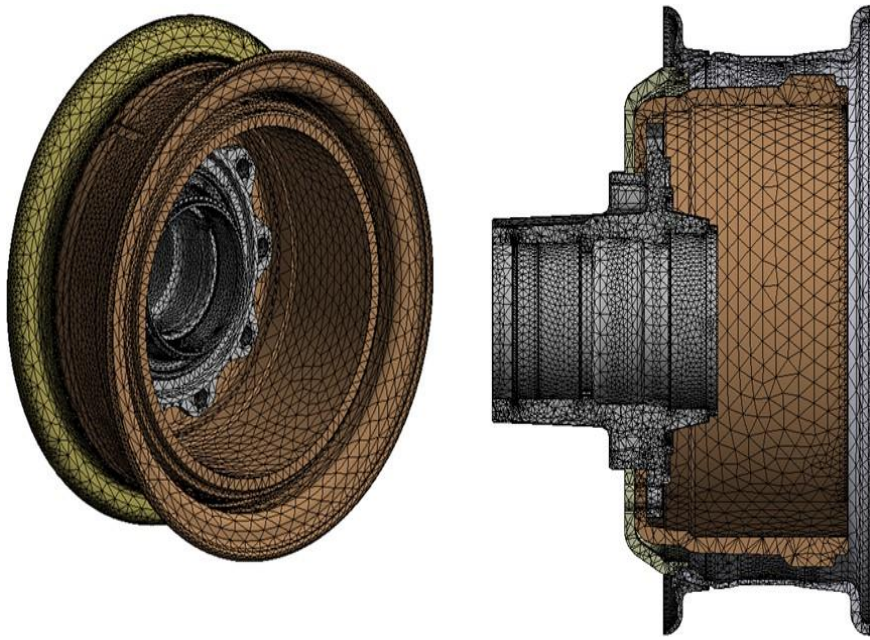


Рисунок 4.7. Вхідні крутні моменти під час гальмування

Обід з'єднується з барабаном за допомогою десяти монтажних болтів із ребрами, які забезпечують достатню жорсткість вузла маточини. Ідеальним елементом для моделювання збірки колеса є тривимірний елемент (3D brick element). Однак використання цього елемента для проведення перехідного аналізу під час гальмування потребує значного часу. Тому, як консервативний підхід, аналіз обмежується впливом крутного моменту руху та гальмівного моменту максимальної інтенсивності.

Основні розміри трьох частин наведено на рисунку 4.5, а деталі гальмівного барабана. Граничні умови показано на рисунку 4.6, а умови навантаження — на рисунках 4.7. Тривимірний елемент, що використовується для моделювання, показано на рисунку 4.8.

Під час руху маточина отримує вхідний крутний момент через шліци. Під час гальмування на 220° гальмівної колодки діє гальмівний момент. У зоні посадки підшипників маточини забезпечується циліндрична підтримка. Радіальні та осьові зміщення на цих ділянках вважаються рівними нулю.



Тривимірний елемент (3D Brick Element, SOLID 187)

Кількість вузлів: 590,000 Кількість елементів: 350,000

Рисунок 10. Деталі тривимірної сітки

Результати для трьох розглянутих випадків, отримані за допомогою програмного забезпечення ANSYS 14, показані на рисунках 11 і 12.

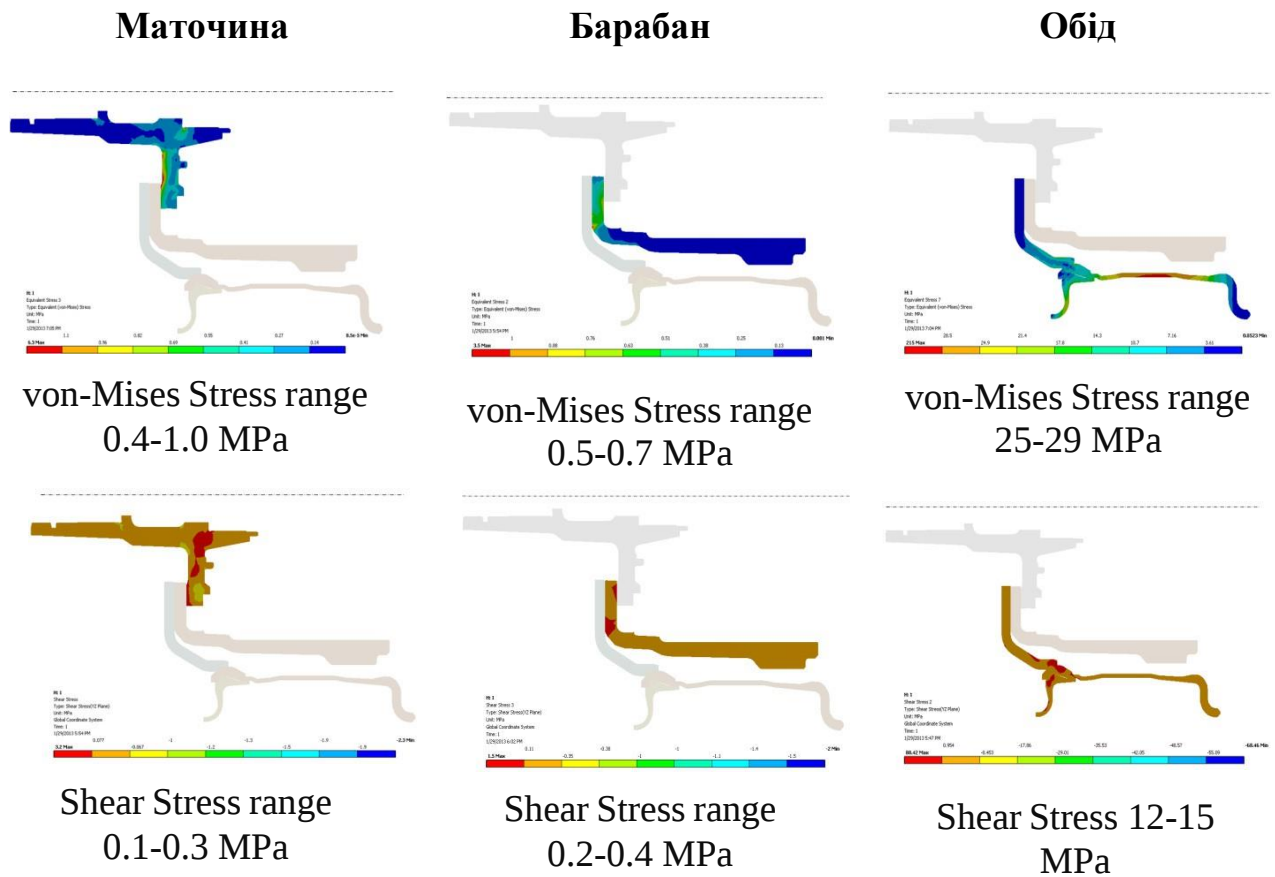


Рисунок 4.9. Графік напружень для тиску повітря 5,58 бар

(переріз елемента Brick при $\theta=0^\circ$)

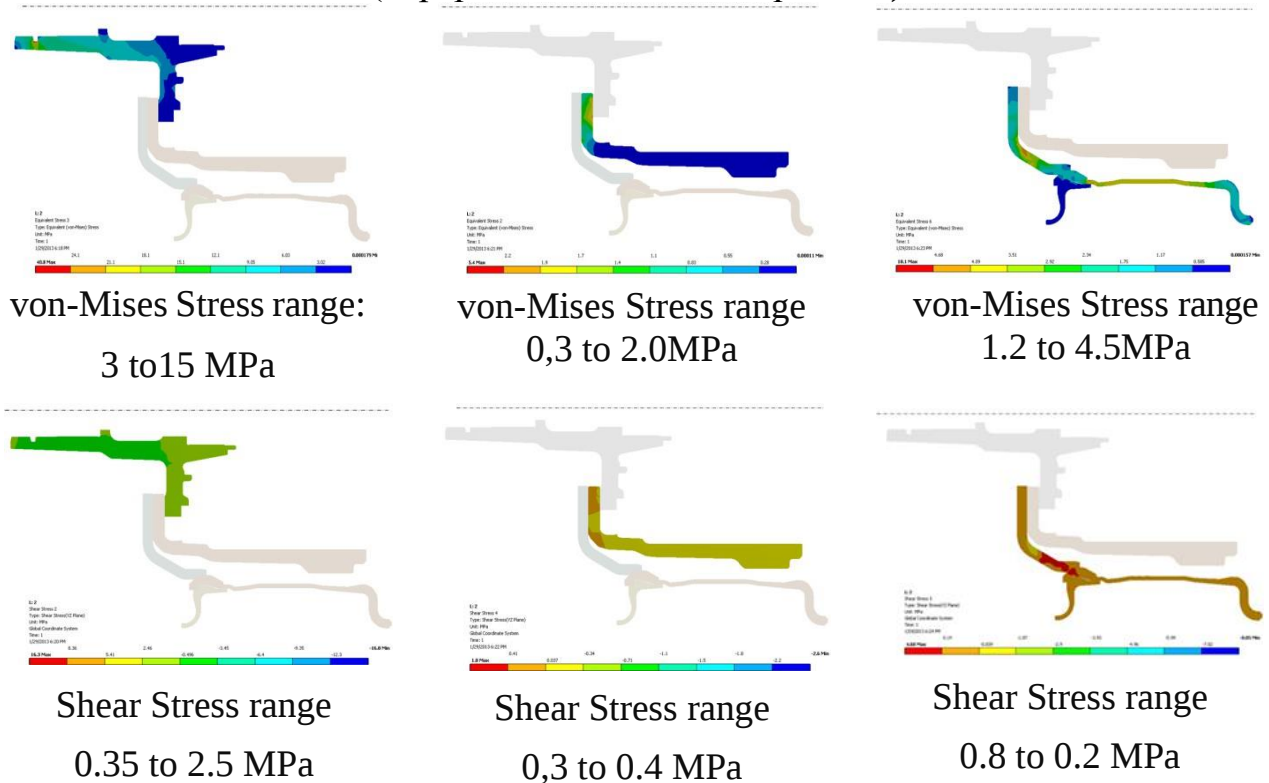


Рисунок 10. Графік напружень для крутного моменту руху 4100 Н·м (переріз елемента Brick при $\theta=0^\circ$)

З рисунків 4.9 і 4.10 видно, що найбільші напруження через тиск повітря припадають на обід. У випадку крутного моменту руху найбільше навантаження припадає на маточину, а у випадку гальмівного моменту — на барабан. Це очевидно, оскільки обід безпосередньо піддається впливу тиску повітря, маточина сприймає крутний момент руху, а барабан — гальмівний момент.

Гальмівний момент можна виразити у вигляді двох прямокутних імпульсів, як показано на рисунку 4.11. Члени ряду Фур'є діють у радіальному напрямку в моделі методом скінченних елементів. Для 2D-моделювання осесиметричних конструкцій з неосесиметричним навантаженням використовується елемент PLANE 25 (ANSYS). Цей елемент визначається трьома або чотирма вузлами, кожен із яких має три ступені свободи: переміщення в радіальному, осьовому та окружному напрямках.

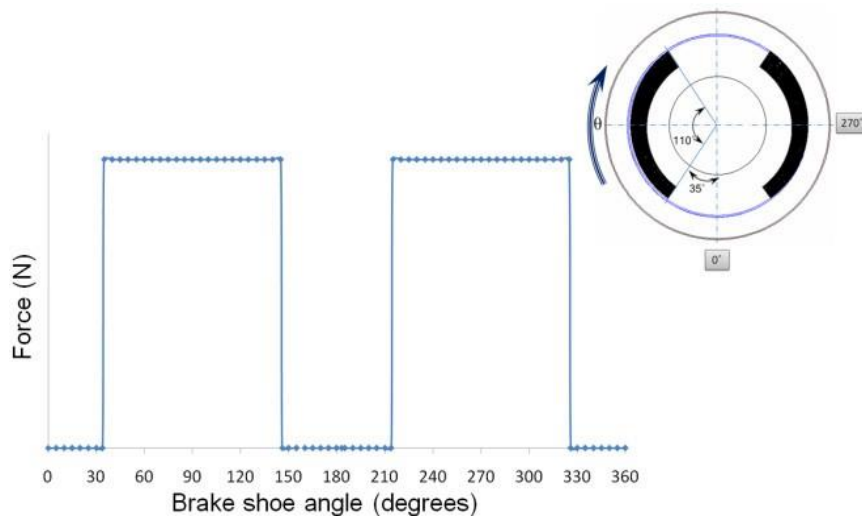


Рисунок 4.11. Розподіл гальмівного моменту

На даний момент у двох різних підходах розглянуто напруження, викликане радіально спрямованим всередину повітряним тиском, крутним моментом руху та гальмівним моментом. Однак статичне навантаження, яке несе цей приводний вузол, не було враховане. Воно створює тиск $p \cos \theta$ у радіальному напрямку та в окружному напрямку на обід при зміні кута θ від -90 до $+90$ градусів, як показано на рисунку 4.12.

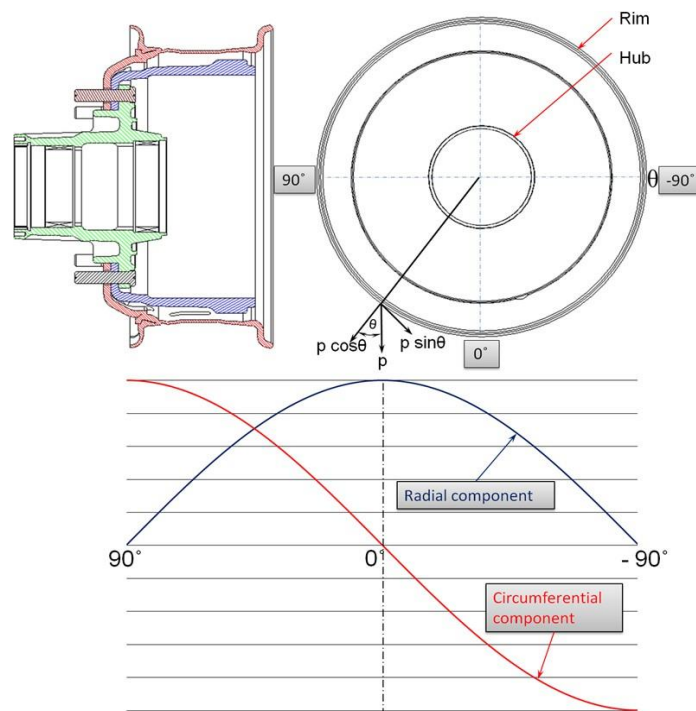


Рисунок 4.12. Розподіл статичного навантаження

Спостережено, що під час руху та гальмування обід відчуває максимальне напруження 35 МПа та 36 МПа відповідно, маточина — 20 МПа та 16 МПа, а барабан — 1,7 МПа та 16 МПа. Це припущення базується на тому, що крутний момент руху та гальмування не змінюються з часом. Оскільки ці процеси мають перехідний характер, фактичні напруження, які виникають, ймовірно, приблизно вдвічі більші за розраховані значення. Проте навіть у такому випадку максимальні напруження будуть значно нижчими за межу витривалості вуглецевої сталі (маточина), низьковуглецевої сталі (обід) та чавуну (барабан). Детальна процедура аналізу, наведена у цій статті, може бути зручно використана для аналогічних приводних вузлів.

Максимальне напруження, яке відчуває барабан, становить лише 16 МПа. Однак слід зазначити, що під час гальмування на гальмівному барабані відбуваються значні температурні варіації як по окружності, так і по глибині. Документованих значень температурних варіацій немає. Якщо врахувати цей фактор, максимальне напруження, яке відчуває барабан, може бути значно вищим за 16 МПа.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Класифікація причин виробничого травматизму

У системі профілактики виробничого травматизму й професійних захворювань має, бути аналіз причин, що їх зумовлюють та особливий контроль і нагляд за травмо небезпечними ділянками робіт, та параметрами виробничого середовища.

У виробничій сфері рівень травматизму і професійних захворювань взаємопов'язаний з технологічними процесами, обладнанням, а також науково обґрунтованою організацією виробництва та ергономічною організацією робочого місця.

Статистика свідчить про те, що більшість виробничих травм в межах держави скоюється через ігнорування та нехтування працюючими елементарних вимог правил і норм безпеки під час виконання робіт.

В процесі розслідування й аналізу нещасних випадків встановлено, що переважна більшість (до 80%) їх трапляється не з технічних чи технологічних причин, а через неправильну організацію праці та дію людського чинника.

У виробничому середовищі людина вступає в контактні виробничі відносини через засоби і предмети праці між якими існує прямий і зворотній зв'язок. Засоби праці через управління ними людиною впливають на предмет праці, який якісно змінюється або ж змінює своє положення в просторі. Наприклад, машиніст розробляє екскаватором ґрунт, вантажить його на машини чим змінює його положення у просторі. Однак і засоби праці одночасно впливають на людину, так машиніст при розробці слабких ґрунтів може отримати травму через перекидання екскаватора і т. ін.

Отже у виробничій сфері в процесі взаємодії виробничих елементів на організм людини діють, як засоби так і предмети праці, а від так організаційні і технічні чинники, а також чинники особистого характеру, що стосуються дотримання технологічної та трудової дисципліни.

Дослідженням причин виробничого травматизму і професійних захворювань встановлено таку їх класифікацію: Організаційні причини. Технічні причини. Психофізіологічні причини

До організаційних причин належить: неправильна організація праці або робочого місця, відсутність інструктажів або неякісне їх проведення, порушення технологічного режиму або трудової дисципліни, відсутність інструкцій з безпеки праці на робочих місцях, неузгодженість у діях, відсутність ПВР (проектів виробництва робіт), а також нагляду й контролю за виробничою діяльністю, відсутність засобів захисту, спецодягу і т. ін..

До технічних причин належить: проектні і конструктивні недоліки, невідповідність обладнання, транспортних та енергетичних пристроїв вимогам безпеки, недосконалість конструкцій машин, блокувальних систем, сигналізації, неправильний режим технологічного процесу, недосконале його виконання, відсутність інженерних розрахунків і т. ін..

До психофізіологічних причин належить: невідповідність умов праці анатомо-фізіологічним і психологічним характеристикам організму людини, незадовільний психологічний клімат в колективі, хворобливі стани, високий ступінь ризику, вживання алкоголю, втома і т. ін..

Така класифікація причин виробничого травматизму є досить умовною. Причинами виробничого травматизму та професійних захворювань, як показують результати розслідування, слід вважати групу взаємодіючих чинників, що пов'язані з організацією виробничої діяльності яка може спричиняти різний негативний вплив на організм людини. Здебільшого виробничі нещасні випадки та професійні захворювання носять не однопричинний, або багатопричинний характер.

Усі зазначені причини виробничого травматизму та іншого негативного впливу мають бути системою організаційних і технічних засобів, що запобігають діям шкідливих та небезпечних виробничих чинників на організм людини.

Під організаційними заходами розуміють правильну організації праці та робочих місць, дотримання відповідного режиму праці та відпочинку, проведення якісного навчання та інструктажів. Сюди слід віднести: постійний нагляд і контроль за дотриманням вимог законодавчих актів, огороження об'єктів, небезпечних зон, облаштування проходів і проїздів, забезпечення системи освітлення та санітарно-побутового обслуговування працюючих і т. ін..

Під технічними заходами розуміють належне використання існуючих спеціальних колективних та індивідуальних засобів працюючих, виконання відповідних інженерних розрахунків, що забезпечують безпечне виконання робіт при використанні електричного струму фізичних, біологічних або інших потужностей, що певною мірою можуть спричиняти виникнення небезпечних або шкідливих обставин у виробничій сфері.

Встановлення причин виробничого травматизму і професійних захворювань має запобіжну мету, а також міру визначення відповідальності посадових осіб.

5.2 Дії населення при повенях. (паводок, підтоплення, катастрофічне затоплення)

При отриманні попередження про загрозу затоплення внаслідок виходу з русел великих та малих річок або внаслідок руйнування гребель водосховищ і виникнення катастрофічного затоплення слід дотримуватися встановленого порядку, без зволікання вийти у безпечні та підвищені місця. При рятувальних роботах необхідно проявляти витримку і самовладання, суворо дотримуватись вимог рятувальників. Не можна переповнювати рятувальні засоби (катери, човни, плоті і т. д.), оскільки це загрожує безпеці рятувальників і тих, хто підлягає врятуванню. Потрапивши у воду, слід скинути із себе важкий одяг і взуття, відшукати поблизу плаваючі чи підвищені над водою предмети, скористатися ними до отримання допомоги.

Якщо є час, то необхідно вжити заходи щодо рятування майна і матеріальних цінностей: перенести їх у безпечні місця, а самим зайняти верхні поверхи (горища, дахи будинків).

При достатньому часі попередження паводку здійснюються заходи щодо підготовки і проведення завчасної евакуації населення і сільськогосподарських тварин, щодо вивозу матеріальних цінностей з районів можливого затоплення, про що оголошується спеціальним розпорядженням місцевих державних адміністрацій. Про початок і порядок евакуації населення оповіщається з використанням місцевих радіотрансляційних мереж і телебачення, через адміністрацію суб'єктів господарювання повідомляються місця розгортання збірних евакуаційних пунктів, строки прибуття на ці пункти., маршрути руху під час евакуації пішим порядком, а також інші відомості, що співвідносяться з місцевою обстановкою, очікуваним масштабом лиха, часом його упередження.

За наявності достатнього часу, населення із небезпечних районів евакуюються разом з майном. З цією метою кожній родині надається автомобільний чи інший транспорт із зазначенням його подачі. [15]

У випадку раптових паводків попередження населення проводиться всіма наявними технічними засобами оповіщення, з поміж яких - гучномовці і пересувні установки.

Раптовість виникнення повені викликає необхідність особливих дій і поведінки населення. Якщо люди, що проживають у населеному пункті, спостерігають підйом води на першому поверсі чи інших поверхах і на вулиці, необхідно залишити квартиру, піднятися на верхні поверхи; якщо будинок одноповерховий - зайняти приміщення на горищах. При перебуванні на роботі згідно з розпорядженням адміністрації суб'єкта господарювання слід дотримуватися встановленого порядку, зайняти підвищені місця. Перебуваючи у полі при раптовому затопленні, слід зайняти підвищені місця або дерева, використати різного роду плаваючі засоби, що є під рукою або збудувати їх з колод, дошок, автомобільних камер, бочок, бідонів та інших підручних матеріалів, які легші за воду.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Робота чітко структурується на кілька основних розділів, кожен з яких містить конкретні напрямки дослідження та технічні деталі.

Загально-технічний розділ акцент робиться на технічних характеристиках автомобіля та деталях, які потребують ремонту. Окрім того, висвітлюються види підвісок автомобілів, існуючі конструкції підвісок, а також причини зношування окремих деталей. Огляд технології обробки деталей є важливим елементом для розуміння процесів виготовлення та ремонту, що дозволяє виявити можливості для удосконалення технологічних рішень.

Технологічний розділ є суттєвим у роботі, оскільки він містить схеми та технологічні процеси, пов'язані з відновленням автомобільних деталей. Зокрема, важливим є аналіз технології усунення дефектів і вибір способів відновлення деталей. Крім того, розглядаються технологічні бази та маршрути відновлення, що дозволяє зробити процес ремонту більш ефективним та економічним.

Конструкторський розділ акцент робиться на конструкції та принципах роботи установки для свердління отворів і нарізання різьб, що є важливим елементом для здійснення ремонту та відновлення деталей. Розрахунки основних елементів установки надають технічне підґрунтя для вибору оптимальних рішень.

Науково-дослідний розділ надає результати досліджень, що є важливою частиною роботи. Це дозволяє оцінити ефективність запропонованих технологічних та конструктивних рішень у контексті відновлення автомобільних деталей.

Кваліфікаційна робота має науково-практичний характер і охоплює комплексний підхід до питання ремонту та відновлення автомобільних деталей. Технічні, технологічні та конструкторські аспекти роботи чітко структуровані та взаємопов'язані. Особлива увага приділена дослідженню причин зношування деталей, що дає змогу розробити ефективні методи їх відновлення. Розгляд

технологій обробки та відновлення підвісок та маточин дозволяє запропонувати нові підходи, що можуть підвищити якість та економічну ефективність ремонтних робіт. Розділи, що стосуються охорони праці та безпеки, підкреслюють важливість врахування цих аспектів у виробничому процесі. Зважаючи на вищезазначене, робота є значущою та актуальною для сучасної автомобільної промисловості.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Технічний контроль стану дорожніх машин / Малишев В., Кущевська Н., Петренко Т, Докуніхін В. - Університет "Україна", 2022. 252 с.
3. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с.
4. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
5. 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.
6. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України).
7. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.
8. Законодавство України про автомобільний транспорт: збірник законодавчих актів : станом на 1 травня 2005 р. / Верховна Рада України. – К.: Парламентське видавництво, 2005. – 140 с. – (Нормативні директивні правові документи).
9. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.

10. Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 с.
11. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. — 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. — 400 с.
12. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
13. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.
14. В.В. Аулін, О.Л. Ляшук, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Міронов, Л.М. Слободян, Р.М. Рогатинський Оптимальний комплекс операцій технічного обслуговування і ремонту для підвищення надійності вузлів, систем та агрегатів мобільних машин Збірник наукових праць. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.
15. Ляшук О. Л., Клендій В. М., Хорошун Р. В. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Тернопіль: Вид. ТНТУ, 2018. 302 с.
16. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / укл.: Стручок В. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.
17. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.