

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація гальмівної системи вантажного автомобіля
MAN TGX 2009 з дослідженням зносостійкості циліндрів автомобільних
методом розкатуванням

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МАм-63
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Юрій ТИМОЧКО

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Андрій ГУПКА

(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 Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Автомобілів

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Цьонь О.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«11» листопада 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

студенту Тимочку Юрію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація гальмівної системи вантажного автомобіля MAN TGX 2009 з дослідженням зносостійкості циліндрів автомобільних методом розкатуванням

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

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

Затверджені наказом ректора від «11» листопада 2024 року № 4/7-1080.

2. Термін подання студентом завершеної роботи 22 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи Конструктивна існуючої гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009, характер основних несправностей.

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)

Результати наукових досліджень 1 лист – А1

Обладнання та інструмент гальмівного стенду ВТ 640 1 лист – А1

Генеральний план ділянки 1 лист – А1

Планування зони діагностики гальмівної системи автомобілів MAN TGX 1 лист – А1

Привідний механізм стенду. Складальне креслення 2 листа – А1

Тяговий баланс автомобіля - 1 лист – А1

Обладнання та інструмент для злиття гальмівної рідини 1 лист – А1

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 11.11.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	16.11.2024	
2	Технологічний розділ	22.11.2024	
3	Конструкторський розділ	29.11.2024	
4	Науково-дослідний розділ	6.12.2024	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	13.12.2024	
6	Оформлення графічної частини	19.12.2024	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	23.12.2024	

Студент

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

Юрій ТИМОЧКО

(прізвище та ініціали)
Андрій ГУПКА

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Представлено матеріали магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Модернізація гальмівної системи вантажного автомобіля MAN TGX 2009 з дослідженням зносостійкості циліндрів автомобільних двигунів методом розкатування». Актуальність теми обумовлена тим, що сучасні тенденції в автомобілебудуванні висувають підвищені вимоги до роботи гальмівних систем автомобілів, які вимагають використання вузлів та агрегатів нових типів, які працюють на нових механічних принципах, ніж традиційні вузли, і застосовуються у робочих гальмівних системах. Для вантажних автомобілів це особливо актуально через умови їх експлуатації. У важких дорожніх умовах та в умовах транспортування вантажів особливо важлива здатність швидкої та контрольованої зупинки автомобіля. Магістерська кваліфікаційна робота складається з реферату, вступу, п'яти розділів, які розкривають її тему та основний зміст, висновків та списку використаних джерел. Метою кваліфікаційної роботи є модернізація гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009 шляхом розробки гальмівного приводу із пружинним енергоаккумулятором.

В роботі представлено матеріали конструкторського та технологічного характеру, а також результати науково-дослідної роботи, які пов'язані між собою між собою наступне: аналіз існуючих технічних рішень конструкції гальмівних систем, тяговий розрахунок автомобіля для якого розробляється гальмівна система, силові та розрахунки міцності вузлів системи та елементів вузлів, розробка технологічного процесу виготовлення гальмівної системи, дослідження зносостійкості гільз циліндрів автомобільних двигунів із використанням методу розкатування, розробка безпечних умов праці на ремонтній дільниці. Модернізована конструкція гальмівної системи характеризується більш високими експлуатаційними характеристиками порівняно із системами, які застосовуються у серійних вантажних автомобілях. Впровадження розробленої конструкції гальмівної системи в автомобілях дозволить підвищити їх експлуатаційні характеристики.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	1
ЗМІСТ	2
ВСТУП	4
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Аналіз конструктивних особливостей автомобіля MAN TGX 2009 з метою модернізації основних робочих вузлів	6
1.2 Аналіз конструкції гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009	9
1.3 Аналіз конструкцій гальмівних камер із пружинним енергоакумулятором	12
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	20
2.1 Вихідні дані для тягово-динамічного розрахунку автомобіля	20
2.2 Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	21
2.3 Розрахунок динамічного фактора	24
2.4 Розрахунок потужності балансу	25
2.5 Розрахунок прискорень автомобіля	26
2.6 Розрахунок часу і шляху розгону автомобіля	28
2.7 Технологічний процес обслуговування модернізованої гальмівної системи	31
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	36
3.1 Модернізація гальмівної системи вантажного автомобіля шляхом розробки конструкції пружинного енергоакумулятора	36
3.1.1 Службове призначення пружинного енергоакумулятора	36
3.1.2 Розробка системи управління роботою енергоакумулятора	37
3.2 Розрахунок на міцність фіксуючого механізму	39
3.3 Розрахунок гвинтової пари пристосування для механічного розгальмовування	41
3.4 Розрахунок заклепувального з'єднання спрямовуючого поршня	43
3.5 Розрахунок заклепувального з'єднання корпусу електромагніта	44
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	47

4.1 Підвищення зносостійкості гільз циліндрів автомобільних двигунів методом розкатування	47
5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	58
5.1 Аналіз та розробка заходів для локалізації шкідливих виділень в проектуваному цеху	58
5.2 Розрахунок екранів для захисту від електромагнітних випромінювань	60
5.3 Організація і порядок проведення робіт по знезараженню на об'єкті	61
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69

ВСТУП

Одним із ефективних напрямків в розвитку автомобільної промисловості є вдосконалення основних конструктивних елементів вузлів та агрегатів автомобіля, в тому числі гальмівної системи автомобіля. Серед основних призначень гальмівної системи автомобіля являється забезпечення руху автомобіля та його керованості в режимах при екстреному гальмуванні. Для вирішення даної проблеми постійно модернізується система гальмування із покращенням її робочих характеристик.

Згідно поставленої мети та завдань на її вирішення, у даній роботі, розглянуто комплекс питань з метою оптимальної модернізації конструктивних елементів систем гальмування для автомобіля MAN TGX 2009. Запропонована конструкція гальмівного приводу із використанням пружинного енергоаккумулятора в заміन використовуваних традиційних систем гальмування автомобілів для яких характерні тривалі періоди часу реакції гальмівної системи, нерівномірне та інтенсивне зношування поверхонь тертя гальмівних колодок, нерівномірний характер розподілу величини гальмівного зусилля між колесами автомобіля, значна затримка часу між періодом натискання на гальмівну педаль і початком процесу гальмування в його екстремальному режимі, і як наслідок збільшений гальмівний шлях і високий ризик аварії.

Перелічені заходи, щодо модернізації гальмівної системи даного автомобіля направлені на підвищення її ефективності та безпечності під час експлуатації.

В конструкцію гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009 входить пневматична система, яка служить для підсилення активації гальмівних елементів. Серед основних складових елементів гальмівної системи є циліндри для гальмування, прилади для регулювання тиску, набір клапанів та гальмівних колодок. В якості гальм, на всіх колесах автомобіля, використовуються гальма дискового або барабанного типу.

Гальмівний привід із пружинним енергоаккумулятором вибрано враховуючи його принцип роботи, який полягає у підсиленні загального гальмівного зусилля, особливо при екстреному гальмуванні, завдяки

використанню енергії, яка накопичується у стисненій пружині в процесі гальмування. Серед переваг пружинного енергоаккумулятора: суттєве скорочення реакції гальмівної системи, підвищена точність при дозуванні гальмівного зусилля, пониження величини зносу робочих поверхонь гальмівних колодок.

Згідно поставленої мети в даній кваліфікаційній роботі є комплекс заходів по розробці конструкторських міроприємств для оптимізації приводу гальмування для автомобіля MAN TGX 2009 з використанням пружинного енергоаккумулятора. Для комплексного вирішення поставлених завдань, в магістерській роботі сформульовано наступні цілі: детальний аналіз конструктивних особливостей систем гальмування вантажних автомобілів із їх перевагами та недоліками; техніко-економічні характеристики роботи сучасних конструкцій гальмівних систем; вибір об'єкту дослідження – гальмівний привід з використанням пружинного енергоаккумулятора; основи математичного моделювання для аналітичних розрахунків з метою оптимізації основних параметрів гальмівної системи; вдосконалений технологічний процес збирання пружинного енергоаккумулятора.

В результаті проведених робіт та їх реалізації по модернізації системи гальмування вантажного автомобіля MAN TGX 2009 із використанням пружинного енергоаккумулятора можливе пониження сумарних та експлуатаційних витрат шляхом зменшення величини зносу робочих поверхонь гальмівних колодок із покращенням продуктивності в роботі гальмівної системи автомобіля в цілому.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз конструктивних особливостей автомобіля MAN TGX 2009 з метою модернізації основних робочих вузлів

Конструктивно автомобіль MAN TGX 2009 відноситься до тривісних вантажівок, які виготовляються у двох варіантах: шасі та бортовий автомобіль. Її основне призначення — транспортування вантажів і пасажирів в умовах складного дорожнього покриття. Зовнішній вигляд і габаритні розміри транспортного засобу зображені на рисунку 1.1

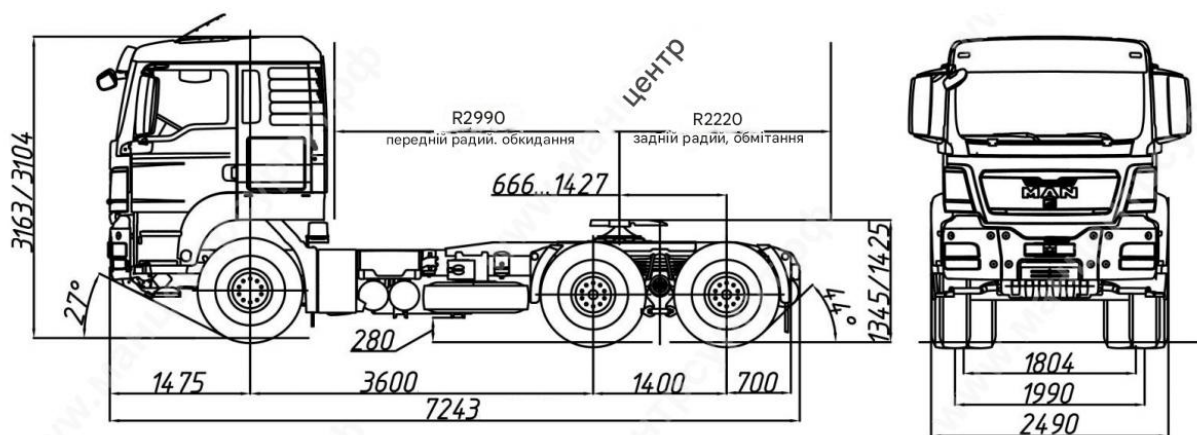


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд автомобіля MAN TGX 2009

Автомобіль MAN TGX 2009 належить до класу вантажних автомобілів і є однією з найпоширеніших моделей у лінійці MAN TGX. Він призначений для транспортування вантажів на дорогах різного рівня складності, що робить його універсальним для застосування в різних галузях, таких як будівництво, сільське господарство та інші сфери.

Конструкція автомобіля включає міцну вантажну платформу, яка розрахована на розміщення та транспортування значних обсягів вантажів. Кабіна забезпечує водію комфорт і безпеку завдяки просторому інтер'єру та ергономічному розташуванню елементів управління, що сприяє зручності під час тривалих поїздок.

Автомобіль оснащений потужним дизельним двигуном, який забезпечує

високу продуктивність, маневреність і економічну витрату палива, відповідно до сучасних екологічних норм. Підвіска MAN TGX 2009 складається з пружин і амортизаторів на передній осі та ресор на задній, що забезпечує стабільність і плавність ходу.

Гальмівна система автомобіля включає пневматичну конструкцію з гальмівними циліндрами, регуляторами тиску, клапанами та гальмівними колодками, що гарантує надійне гальмування та безпеку під час руху.

Вантажний автомобіль MAN TGX 2009 може бути додатково оснащений різноманітним обладнанням відповідно до потреб замовника. Завдяки поєднанню надійності, продуктивності, комфорту та безпеки, автомобіль є незамінним для перевезення вантажів і широко застосовується в багатьох галузях.

Основні технічні характеристики автомобіля MAN TGX 2009 представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики автомобіля MAN TGX 2009

Категорія	Характеристика	Значення
Вагові параметри і навантаження	Споряджена маса	9200 кг
	Вантажопідйомність	6000 кг
	Повна маса	15 535 кг
	Повна маса причепа	12 000 кг (для бездоріжжя: 7500 кг)
	Повна маса автомобіля	27 735 кг (для бездоріжжя: 22 285 кг)
Двигун	Модель	740.31-240
	Тип	дизельний
	Максимальна корисна потужність	157 кВт
	Номінальна потужність	167 кВт

	Розташування і кількість циліндрів	V-подібне, 8
	Робочий об'єм	10,85 л
	Діаметр циліндра і хід поршня	120/120 мм
	Ступінь стиску	16,5
Система живлення	Місткість паливних баків	170+125 л
Зчеплення	Тип	фрикційне, сухе, дводискове
	Привід	гідравлічний з пневмопідсилювачем
Коробка передач	Тип	механічна, десятиступінчаста
	Управління	механічне, дистанційне
Гальма	Привід	пневматичний
	Розміри (діаметр барабана)	400 мм
	Ширина гальмівних накладок	140 мм
Колеса і шини	Тип коліс	дискові
	Тип шин	пневматичні, з регулюванням тиску
	Розмір обода	12,2-20,9 (310-533)
	Розмір шин	425/85 R21 (1260x425- 533P)

Отже, можна зробити висновок, що гальмівна система є ключовим компонентом, який безпосередньо впливає на безпечну експлуатацію транспортного засобу. Основним завданням магістерської кваліфікаційної

роботи є вдосконалення її конструкції для підвищення ефективності та надійності роботи.

1.2 Аналіз конструкції гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009

В конструкції вантажного автомобіля моделі MAN TGX 2009 передбачена пневматична система гальмування, яка забезпечує ефективне експлуатування автомобіля. В конструкцію гальмівної системи входять гальмівні циліндри, регулятори тиску робочої рідини, гальмівні колодки та клапани. Як правило, автомобілі даного класу оснащені гальмівними системами пневматичного типу в яких відповідні пневматичні гальмівні камери використовуються для перетворення тиску повітря в робоче механічне зусилля. Даний принцип забезпечує передачу необхідного зусилля на гальмівні колодки коліс при їх притисканні до гальмівних барабанів для сповільнення руху або зупинки автомобіля.

Для забезпечення оптимальної величини тиску в гальмівній системі автомобіля використовують регулятори тиску, які також контролюють робочий тиск у гальмівних циліндрах для оптимального та ефективного процесу гальмування. Крім цього, дані регулятори тиску коригують баланс, як переднього так і заднього гальмівних зусиль, що впливає на якість керування автомобілем та рівномірність зношування робочих поверхонь гальмівних колодок. Гальмівна система автомобіля MAN TGX 2009 включає в себе клапани різного призначення: клапани для регулювання робочого тиску повітря, клапани для управління процесом гальмування, блокувальні клапани. Призначення клапанів для регулювання тиску повітря – контроль розподілу робочого тиску між передніми та задніми гальмівними механізмами, а також між віссю автомобіля та напівпричепа. Призначення клапанів керування – контроль процесу гальмування автомобілем із сторони водія, що забезпечує необхідну безпеку та його керованість під час руху. Призначення клапанів

блокування – унеможливлення процесу блокування коліс автомобіля в процесі гальмування для запобігання появи ковзання та часткової втрати керованості автомобіля.

Як один із ключових елементів гальмівної системи даного автомобіля, гальмівні колодки являють собою металеві пластини покриті спеціальним термостійким матеріалом (так звана гальмівна накладка). Уповільнений рух або зупинка автомобіля відбувається в результаті натискання гальмівної педалі, внаслідок чого гальмівні колодки піджимаються до гальмівних дисків, в результаті чого виникає велике тертя в зоні контакту даних деталей. На рисунку 1.2 представлена загальна схема гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009.

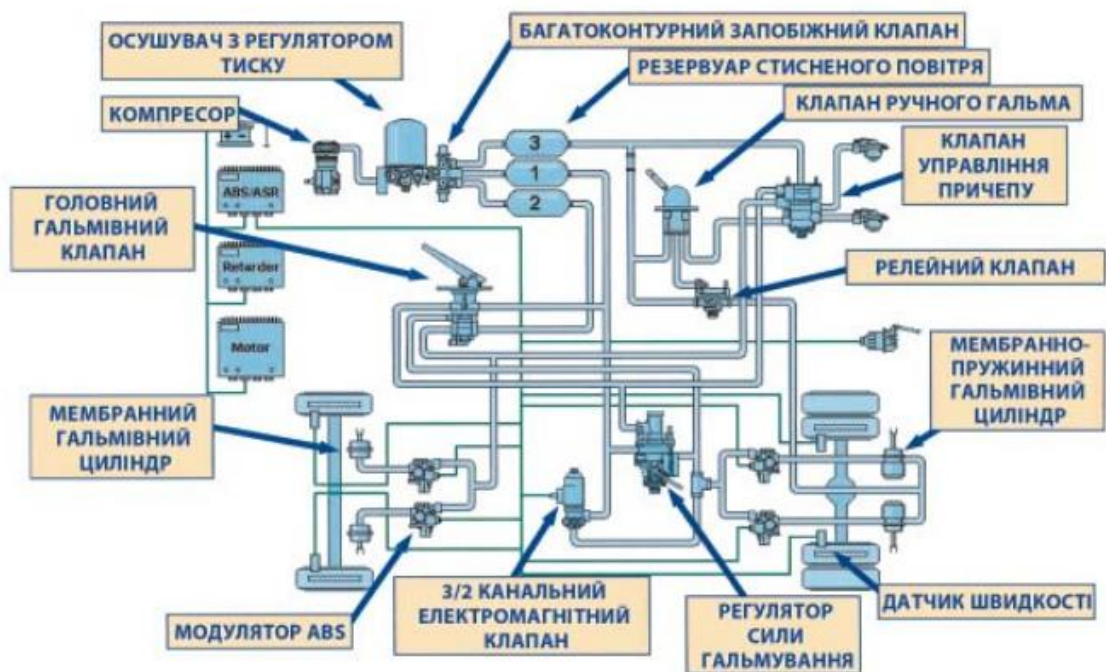


Рисунок 1.2 – Загальна схема гальмівної системи вантажного автомобіля MAN TGX 2009

Компресор забезпечує створення стисненого повітря, яке є основним робочим середовищем для гальмівної системи. Осушувач з регулятором тиску видаляє вологу з повітря, що подається до системи, та регулює тиск у

повітряних резервуарах. Багатоконтурний запобіжний клапан забезпечує розподіл стисненого повітря між контурами гальмівної системи та захищає окремі контури у разі пошкодження. Резервуари стисненого повітря служать для зберігання стисненого повітря, необхідного для роботи гальмівної системи. Клапан ручного гальма використовується для активації стоянкового гальма. Клапан управління причепом контролює подачу повітря до гальмівної системи причепа. Релейний клапан прискорює подачу повітря до гальмівних камер, що скорочує час спрацьовування гальм. Мембранно-пружинний гальмівний циліндр поєднує функції робочого і стоянкового гальма. Головний гальмівний клапан контролює подачу повітря до гальмівних камер відповідно до зусилля на гальмівній педалі. Мембранний гальмівний циліндр забезпечує перетворення тиску стисненого повітря в механічне зусилля, яке прикладається до гальмівних колодок. Модулятор ABS – частина антиблокувальної системи, яка регулює тиск у гальмівних камерах для запобігання блокуванню коліс. 3/2 каналний електромагнітний клапан використовується для управління подачею повітря в системі, виконуючи роль розподільного елемента. Регулятор сили гальмування автоматично регулює гальмівне зусилля залежно від навантаження автомобіля. Датчик швидкості забезпечує зворотний зв'язок для систем ABS, що дозволяє ефективно контролювати гальмівний процес.

Гальмівна система вантажного автомобіля MAN TGX 2009 складається з кількох ключових компонентів, що забезпечують ефективне та безпечне гальмування. Основними елементами гальмівної системи являються: гальмівні механізми коліс: використовуються як дискові, так і барабанні гальма, залежно від осі та конфігурації автомобіля; пневматичний привід: забезпечує передачу зусилля від гальмівної педалі до гальмівних механізмів через систему стисненого повітря; головний гальмівний циліндр: генерує тиск у гальмівній системі при натисканні на педаль гальма; регулятор тиску: контролює розподіл гальмівного зусилля між осями, забезпечуючи стабільність і безпеку під час гальмування; антиблокувальна система (ABS): запобігає блокуванню коліс при інтенсивному гальмуванні, покращуючи керованість і скорочуючи гальмівний шлях.

1.3 Аналіз конструкцій гальмівних камер із пружинним енергоаккумулятором

Використання гальмівної камери, в конструкцію якої входить пружинний енергоаккумулятор (ПЕА) суттєво вдосконалило гальмівні системи вантажних автомобілів, в тому числі автомобіля MAN TGX 2009. Призначені дані гальмівні системи для суттєвого покращення процесу гальмування автомобіля, особливо у непередбачуваних ситуаціях. Щодо конструктивних особливостей гальмівних камер з ПЕА, слід відмітити наступне. Основним елементом гальмівної камери являється циліндрична камера, що складовою частиною гальмівного механізму автомобіля в цілому, і кріпиться на колесі. Матеріалом для виготовлення циліндричної камери являється метал. В середині камери встановлено робочий поршень, а також ПЕА призначення якого перетворювати енергію від стиснення пружини у динамічну енергію для суттєвого підсилення зусилля гальмування. Використання ПЕА передбачає стискання пружини, яке відбувається внаслідок натискання на педаль гальмування із накопиченням енергії, яка в подальшому в процесі активації механізму гальмування звільняється для підсилення гальмівного тиску.

Крім цього, в конструкцію гальмівних камер з ПЕА входить комплект клапанів і трубок для подачі стисненого повітря в гальмівну камеру та регулювання величини робочого тиску в середині камери. Призначення клапанів – контролювати заданий потік стисненого повітря із направленням його для активації гальмівного механізму. У порівнянні із конструкціями простих гальмівних камер, гальмівні камери з ПЕА мають ряд суттєвих переваг, а саме дана гальмівна система забезпечує миттєву реакцію під час натискання гальмівної педалі, що скорочує період затримки між початком натискання педалі та початком процесу гальмування, що особливо актуально при екстрених ситуаціях гальмування.

Завдяки застосуванню гальмівної системи з ПЕА значно збільшилось зусилля гальмування, що підтверджує ефективність даної системи, особливо

для важко навантажених автомобілів, для яких необхідне додаткове зусилля гальмування при зупинці автомобіля. До переваг гальмівних систем з ПЕА можна віднести більш рівномірне розподілення зусилля гальмування між колесами автомобіля, що покращує його керованість та забезпечує рівномірне зношування робочих поверхонь гальмівних колодок.

На вантажних автомобілях використовується енергоаккумулятори різних конструкцій з різними технічними характеристиками. Широко використовується енергоаккумулятор з пружинно-поршневим механізмом. На рисунку 1.3 приведена конструкція енергоаккумулятора до складу якої входить потужна силова пружина та рухомий елемент із пневматичним приводом.

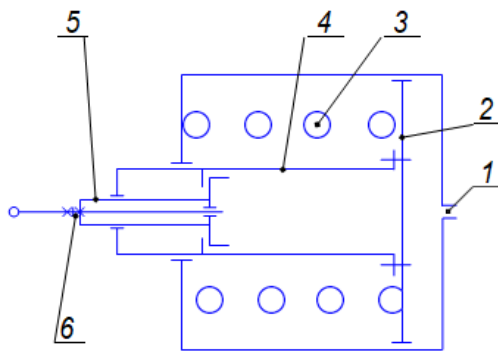


Рисунок 1.3 Конструктивна схема енергоаккумулятора з пружинно-поршневим механізмом

1 – підвід для входу стисненого повітря; 2 – робочий поршень; 3 – пружина стиснення; 4 – шток пневмоциліндра; 5 - штовхач; 6 – гайка для розгальмування.

У вільному (розгальмованому) стані гальмівної системи, стиснене повітря підводиться до входу 1 і через вплив на робочий поршень 2 діє на пружину стиснення 3, в результаті чого шток пневмоциліндра 4 в комплекті із штовхачем 5 перебувають в лівому крайньому положенні. Робоче зусилля, яке діє на шток пневмоциліндра та штовхач відсутнє і спрацьовує гальмівний механізм. При проходженні стисненого повітря через вхід 1, шток пневмоциліндра 4 разом із штовхачем 5, який встановлений в отвір штока

переміщається вправо від дії зусилля пружини 3 і приводить механізм гальмування в робочий стан. Силова пружина призначена для створення робочого зусилля на штоку пневмоциліндра ПЕА, а для утримування пружини у вихідному (стисненому) стані в процесі розгальмування використовують пневматичний елемент. У випадку відсутності стисненого повітря в гальмівній камері для здійснення розгальмування необхідно гайку 6 разом із контргайкою відвернути.

Серед інших конструкцій гальмівних камер слід відмітити комбіновані камери з використанням енергоакумуляторів, які теж використовуються на деяких типах вантажних автомобілів. На рисунку 1.4 представлена схема конструкції гальмівної камери з енергоакумуляторами.

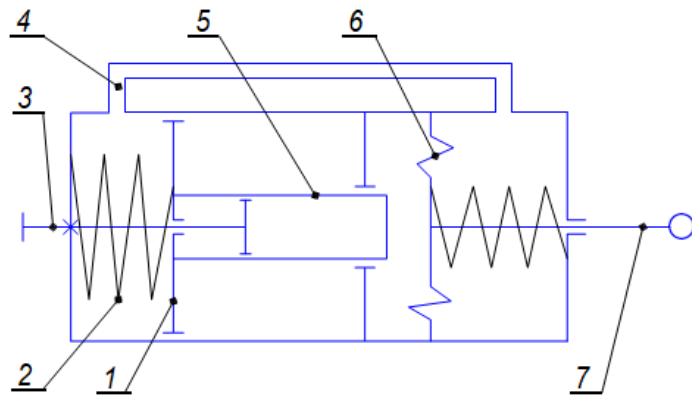


Рисунок 1.4 Конструктивна схема комбінованої камери з енергоакумуляторами

1 – робочий поршень; 2 – пружина стиснення 3 - гвинт для механічного розгальмовування системи; 4 – патрубок пневмоциліндра; 5 – штовхач; 6 – діафрагма; 7 – шток пневмоциліндра.

У вимкненому стані гальмівної системи автомобіля стиснене повітря регулярно подається в поршневий простір ПЕА. У випадку повного стиснення силової пружини робочий поршень 1 разом із штовхачем 5 переходять в крайнє ліве положення. В процесі гальмування, тобто початку роботи гальмівної системи, стиснене повітря з допомогою гальмівного крана надходить у порожнину над діафрагмою 6. Шток пневмоциліндра впливає на роботу гальмівного механізму внаслідок його контакту із діафрагмою, яка

прогинається. В подальшому, сам процес гальмування автомобіля відбувається аналогічно, як із використанням звичайної гальмівної камери. При стоянці автомобіля включається запасна гальмівна система. В період випуску стисненого повітря з простору під робочим поршнем 1, в атмосферу при допомозі ручного крану, пружина стиснення 2 займає своє вихідне положення, при цьому поршень 1 здійснює переміщення вправо. Гальмування автомобіля відбувається внаслідок впливу штовхача 5 на шток пневмоциліндра 7, через діафрагму 6, який повертає важіль механізму гальмування при своєму переміщенні.

При відсутності стисненого повітря використовують конструкції ПЕА, в яких за допомогою ручного гвинтового пристрою розгальмовується енергоаккумулятор без необхідності стиснення силової пружини. На рисунку 1.5 приведена принципова конструктивна схема вищеписаної камери гальмування. Якщо стиснене повітря відсутнє у пневмосистемі стає неможливим процес гальмування штока 6, тому розгальмування енергоаккумулятора можливе при допомозі гвинтового пристрою. Для цього, під час гальмування викручують гвинт 2, в результаті штанга поршня 4 переміщується вліво, що забезпечує відгальмовування штока 6. З метою прискорення процесу розгальмовування ПЕА, при використанні механічного способу, стало можливим в результаті полегшеного процесу викручування гвинта 2. Зусилля стиснутої пружини 1 передається через гвинт 2 забезпечує полегшення процесу викручування його з поршня 3. Поряд з цим, конструкції даних камер мають також ряд недоліків до яких слід віднести: доволі складна конструкція камер, доволі високі вимоги до параметрів міцності вузла різьбового кріплення, підвищена металоємність конструкції.

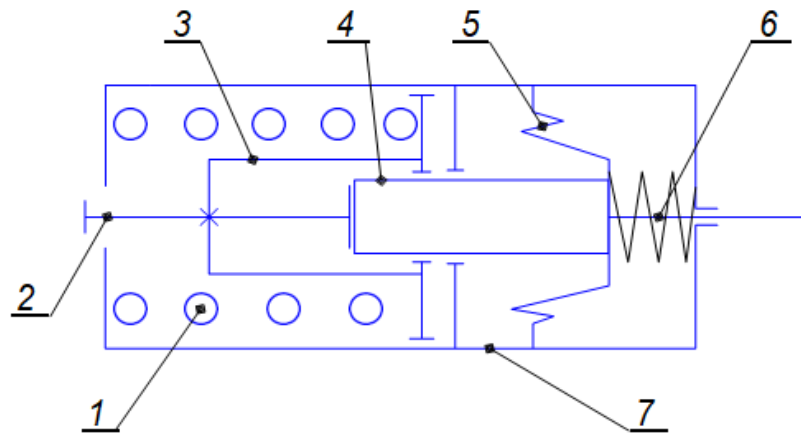


Рисунок 1.6 Принципова схема пружинного енергоакумулятора у совокупності з пристроєм для механічного розгальмовування без процесу деформації силової пружини

1 – пружина силова; 2 - гвинт для механічного розгальмовування системи; 3 – поршнева пружина; 4 - поршнева штанга; 5 – діафрагма; 6 – шток пневмоциліндра; 7 – корпус гальмівної камери.

До недоліків при використанні камер з ПЕА відноситься складність процесу при механічному розгальмовуванні. З метою вибору оптимальної конструкції камери проведено огляд та аналіз технічної та патентної літератури по даній тематиці. За мету було поставлено пошук конструкції камери без використання спеціального ручного управління механізмами розгальмовування окремої гальмівної камери. На рисунку 1.7 приведена принципова схема пружинного енергоакумулятора для розгальмовування з використанням гідравлічного пристрою.

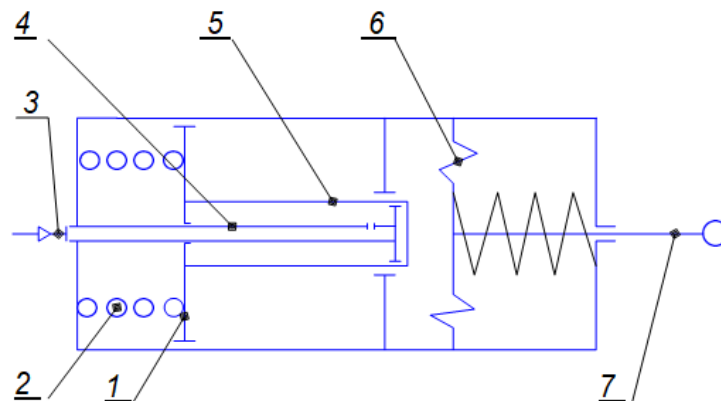


Рисунок 1.7 Принципова схема пружинного енергоакумулятора з використанням пристрою для гідравлічного розгальмовування

1 – пружинний поршень; 2 – пружина силова; 3 – потік із гідроприводу;
4 – шток порожнистий; 5 – циліндр порожнистий ; 6 – діафрагма; 7 – шток.

При неробочому стані пневматичного гальмівного приводу робочий тиск рідини в камері під поршнем 1 відсутній, і в загальмованому стані робочий шток 7 через циліндр 5 і поршень 1 фіксується за допомогою пружини 2. В процесі гальмування робоча рідина з відкритого гідроприводу при допомозі порожнистого штоку 4 потрапляє в порожнину циліндра 5. Для забезпечення відгальмовування штока 7 порожнистий циліндр 5 переміщується вліво, стискаючи пружину 2 при допомозі поршня 1 внаслідок дії тиску робочої рідини.

Використання даної конструкції суттєво полегшує процес розгальмування автомобіля у випадку відмови в роботі пневмосистеми, але наявність гідравлічної системи, як додаткового елементу ускладнює її конструкцію, технологічні процеси її виготовлення, технічного обслуговування та ремонту. Як правило, на вантажних автомобілях встановлюються сучасні гальмівні камери покращеної конструкції типу 12/20 із використанням пружинних енергоакумуляторів. На рисунку 1.8 приведена принципова схема пружинного енергоакумулятора.

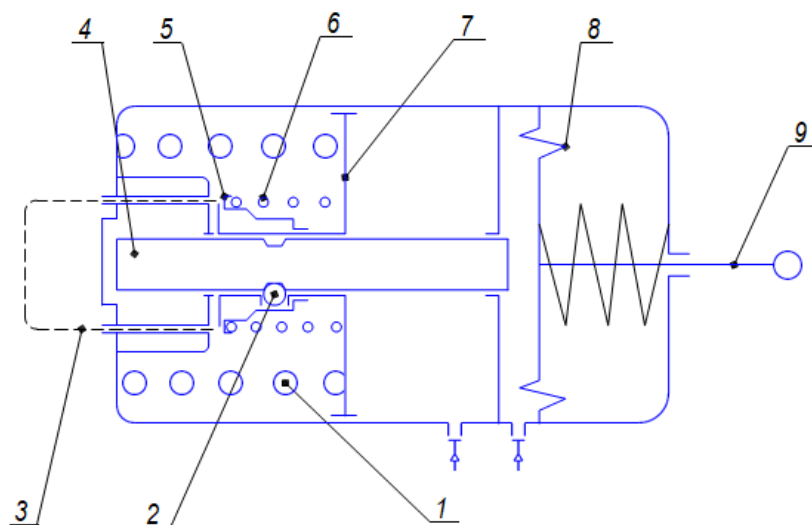


Рисунок 1.8 Принципова схема гальмівної камери з пружинним енергоакумулятором

1 – пружина силова; 2 – кулька підшипника; 3 – вилка для механічного розгальмовування; 4 – штовхач; 5 - фіксаторна втулка; 6 – фіксаторна пружина; 7 – робочий поршень; 8 - діафрагма; 9 – шток пневмоциліндра.

В період випуску стисненого повітря з простору під поршнем 7, що здійснюється при допомозі ручного гальма, тобто в робочому режимі при включених стоянкового або запасного гальма, силова пружина 1 розтискається і при допомозі поршня 7 та кульки 2 здійснює переміщення штовхача 4 енергоаккумулятора, який разом із діафрагмою 8 тисне на шток гідроциліндра 9, внаслідок чого автомобіль гальмується.

У випадку низького тиску в пневматичній системі гальмування, тобто в пневмоконтурі для приводу гальмування в результаті повної розгерметизації даної системи силова пружина 1 розжимається і відбувається гальмування автомобіля в автоматичному режимі. При необхідності розгальмування несправного автомобіля, для його буксування в ремонтну майстерню, використовують пристрій для механічного розгальмовування. В конструкцію такого пристрою входить штовхач поршня 7, який з'єднаний із штовхачем енергоаккумулятора 4 при допомозі трьох кульок 2. Кульки 2 в свою чергу закріплюються у відповідних отворах корпусу поршня та утримуються у канавці штовхача спеціальною втулкою 5 та пружиною 6. Для роз'єднання штовхача з поршнем робочі кульки при звільненні виходять з канавок штовхача завдяки зміщенню втулки вздовж корпусу поршня завдяки ступінчастій формі отвору втулки. Для утримання фіксуючої втулки 5 від можливого усунення використовують пружину 6.

Використання гальмівних камер з енергоаккумулятором пружинного типу являється важливим етапом по вдосконаленню гальмівної системи автомобіля, що підвищує його безпеку при експлуатації та ефективність. До переваг даних конструкцій гальмівних систем можна віднести: миттєвий відгук системи на появу пошкоджень в управлінні автомобілем; підсилене гальмівне зусилля; рівномірний розподіл величини гальмівного зусилля між колесами автомобіля, що і зумовило їх широке використання для важко навантажених автомобілів.

Проведено детальний огляд та аналіз технічної і патентної вітчизняної та

зарубіжної літератури щодо конструктивних особливостей, експлуатаційних характеристик, переваг та недоліків конструкцій гальмівних систем для вантажних автомобілів на основі яких сформульована мета даної кваліфікаційної роботи - розробка технічного завдання для проектування системи гальмування даного автомобіля з обґрунтуванням основних техніко-економічних характеристик даної системи. Серед основних завдань - розробка робочих креслень окремих деталей, вузлів та під вузлів гальмівної системи, узагальнену конструкцію камери гальмування з використанням пружного енергоакумулятора. В якості об'єкту для дослідження, вибору та вдосконалення конструкції конкретної гальмівної системи вибрано автомобіль марки MAN TGX 2009.

Сформульовано загальні висновки, щодо можливостей використання гальмівних камер з пружним енергоакумулятором на основі аналізу їх конструктивних особливостей. При використанні даних гальмівних камер забезпечується миттєвий відгук та покращується швидкість реакції при натисканні на гальмівну педаль, що суттєво скорочує період затримки між моментами від початку затискання педалі та початком процесу гальмування, особливо при екстрених ситуаціях. Крім цього, при застосуванні пружинного енергоакумулятора збільшується гальмівне зусилля, що значно підвищує ефективність гальмівної системи в цілому, що особливо актуально для важко навантажених автомобілів у зв'язку із необхідністю додаткового зусилля гальмування під час зупинки. Використання даних камер забезпечує практично однаковий розподіл величини гальмівного зусилля між всіма колесами автомобіля при покращеній його керованості та рівномірному зношуванню поверхонь тертя гальмівних колодок.

При впровадженні в систему гальмування автомобіля MAN TGX 2009 гальмівної камери з пружинним енергоакумулятором дозволить підвищити техніко-економічні показники при експлуатації даного автомобіля та безпеку дорожнього руху, враховуючи закладені в їх конструкцію високі параметри ефективності та надійності що є перспективним напрямком для подальшого вдосконалення даних систем.

2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вихідні дані для тягово-динамічного розрахунку автомобіля

Тяговий розрахунок автомобіля проводиться для визначення його характеристик потужності, а також для вибору необхідних параметрів, які використовуються у розрахунку гальмівної системи. Вихідні дані для цього розрахунку наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Вихідні дані для виконання тягового-динамічного розрахунку

Назва параметра	Значення	Одиниця вимірювання
Загальна маса автомобіля	15 350	кг
Маса без вантажу	9 200	кг
Максимальна допустима швидкість	105	км/год
Потужність двигуна при максимальному навантаженні	167	кВт
Робоча швидкість при стандартних умовах	4,0	м/с
Обороти двигуна при піковій потужності	2 600	об/хв
Обороти двигуна на холостому ході	600	об/хв
Обороти двигуна при максимальному навантаженні	2 930	об/хв
Радіус шини	0,508	м

Площа передньої частини кузова	7	м ²
Прискорення вільного падіння	9,81	м/с ²
Передаточне число головної передачі	6,53	-
Коефіцієнт корисної дії трансмісії	0,82	-
Коефіцієнт опору повітря	0,6	-
Коефіцієнт опору коченню	0,015	-

За вихідні дані прийняті параметри базового автомобіля, взятого для виконання тягового розрахунку, а саме автомобіля MAN TGX 2009.

2.2 Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Тяговий розрахунок починається з визначення та графічної побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля. У процесі розрахунку визначаються значення ефективної потужності N_e та крутного моменту T_e , які залежать від частоти обертання двигуна n_{ep_e} при повністю відкритій дросельній заслінці або максимальному поданні палива, відповідно до заданих формул:

$$N_e = N \left[a \left(\frac{n_e}{N_n} \right) + b \left(\frac{n_e}{N_n} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{N_n} \right)^3 \right]_{max}$$

$$T_e = 9550 \frac{N_e}{n_e}, \text{ Нм}$$

Розрахунок значень потужності і крутного моменту, виконаний з використанням пакета Microsoft Excel. Отримані в результаті розрахунку значення наведено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна автомобіля

n_e , об/хв	N_e , кВт	T_e , Нм
600	60.9	634.3
1000	47.02	443.56
1400	77.46	375.14
1800	62.21	504.5
2200	85.73	421.21
2600	101.65	368.74
2930	94.24	542.18

Отримані результати розрахунків використовуються для створення діаграми, яка відображає зовнішню швидкісну характеристику двигуна автомобіля.

Розрахунок силового балансу здійснюється на основі тягової характеристики автомобіля, а також врахування сил опору руху, спричинених дорожнім покриттям і аеродинамічним опором.

Рівняння, що описують силовий баланс, використовуються для аналізу взаємодії цих сил:

$$P_T = P_{\delta} + P_{\epsilon} + P_{\Pi}$$

Виконаємо розрахунок тягового зусилля на ведучих колесах за формулою:

$$P_T = \frac{T_{\epsilon} \cdot U_K \cdot U_{\Pi} \cdot U_{\delta}}{r_K} \cdot \eta_{TP}$$

Далі визначається сила опору дорожнього полотна за рівнянням:

$$P_{\delta} = G_a \cdot \psi$$

де ψ - коефіцієнт сумарного опору дороги.

Для горизонтального дорожнього покриття може бути обчислений за допомогою формули:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v_a^2}{20000} \right)$$

де f_0 - коефіцієнт опору коченню для сухого асфальтового покриття при

швидкості $V_a = 10 \dots 15$ км/год;

V_a - швидкість автомобіля, км/год.

Сила опору повітря визначається за формулою:

$$P_{\epsilon} = \frac{K \cdot F \cdot V_a^2}{13}$$

Швидкість автомобіля для кожної передачі розраховується за формулою:

$$V_a = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{\text{ГП}} \cdot U_K \cdot U_{\partial}}$$

Обчислення значень швидкості та тягової сили для кожної передачі виконано за допомогою Microsoft Excel. Отримані результати наведені у таблицях 2.3 та 2.4

Таблиця 2.3 — Розрахункові значення швидкості та тягової сили для кожної передачі.

об/хв	600	1000	1400	1800	2200	2600	2930
V_1	2,375	3,595	5,215	6,765	8,275	9,795	10,9528
P_{T1}	38755,97	45168,52	49454,32	54518,37	4959,66	4455,21	42137,46
V_2	2,75	4,54	6,45	8,25	10,11	11,95	13,46
P_{T2}	31647,06	35551,04	4045,28	41370,76	44536,5	7839,5	34378,13
V_3	47,36	77,77	190,18	183,09	1416,01	188,92	2781,32
P_{T3}	1945,23	23277,38	2454,75	26132,32	2450,1	24028,08	21715,34
V_4	75,34	788,91	178,48	7,04	19,61	5223,17	2426,11
P_{T4}	16319,57	19003,12	20674,54	21333,83	27450,97	19615,98	17727,91
V_5	7,034537	11,77543	16,42404	21,11	45,80	30,50	34,37
P_{T5}	12554,89	14440,06	15710,14	16211,11	15942,99	1441235,76	145,05
V_6	8,758607	14,37	20,12	25,87	31,62	37,37	42,12
P_{T6}	104563,12	11783,09	145,47	13228,27	130509,48	12163,1	1592,38
V_7	14,50	19,16	26,83	34,50	422,17	49,83	56,16
P_{T7}	7589,34	8837,31	912414,60	97851,20	92,10	9122,32	82114,28
V_8	14,07	23,46	32,84	42,23	51,61	61	68,74
P_{T8}	6200,44	7220,03	784545,07	845,55	549	7452,87	6735,52

V ₉	17,59	212,32	42,06	523,79	64,52	75,25	877,93
P _{T9}	4960,35	5776,02	6245,05	6445,44	6345,19	4562,30	545,42
V ₁₀	221,59	315,98	50,38	664,77	749,16	983,56	1075,43
P _{T10}	4042,68	4707,46	5121,50	5284,82	5197,41	4859,27	4391,56

Таблиця 2.4 Розрахункові значення сили опору повітря і дорожнього полотна в залежності від швидкості руху

V _a	15	30	45	60	75	90	105
P _B	68,5	210	787,5	9880	17887,5	28520	3547,5
P _D	3361,569	3219,768	3686,765	4242,561	4547,155	45260,549	5682,741

Отримані результати розрахунків використовуються для створення діаграм силового балансу.

2.3 Розрахунок динамічного фактора

Динамічний фактор обчислюється для автомобіля з повним навантаженням за формулою:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_n}$$

Розрахунок значень динамічного фактора для кожної передачі в залежності від швидкості виконано за допомогою Microsoft Excel. Отримані результати представлені у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 — Розрахункові значення динамічного фактора для кожної передачі залежно від швидкості.

V ₁	2,2354	3,745634	5,256441	6,723447	8,276873	9,734529	10,42346
D ₁	0,221511	0,251542	0,280586	0,375375	0,242335	0,234234	0,244759
V ₂	2,73,8759	4,53875	6,23543	8,37575	10,12434	11,34543	13,46451
D ₂	0,13735	0,216511	0,24234	0,345345	0,2,4523,	0,24544	0,194564
V ₃	4,332376	7,253777	10,42341	13,37584	16,0342	18,3242	21,32452
D ₃	0,1388	0,754	0,147545	0,337537	0,134534	0,784525	0,124532
V ₄	5,325475	8,914479	12,48027	16,23737	19,64324	23,16855	26,12132

D ₄	0,063788	0,135476	0,13757	0,123375	0,174578	0,152341	0,101231
V ₅	7,035743	11,73755	16,34734	21,13272	24,8341	30,4564	34,2131
D ₅	0,03524	0,082228	0,083543	0,037457	0,756775	0,45634	0,012314
V ₆	8,62607	14,37678	20,1275	25,87821	31,62892	37,37964	42,12397
D ₆	0,05766	0,066936	0,072515	0,074396	0,07258	0,067067	0,059735
V ₇	11,50143	19,16904	26,83666	34,50428	42,1719	49,83951	56,1653
D ₇	0,043114	0,049838	0,053673	0,054618	0,052673	0,04784	0,041677
V ₈	14,07775	23,46291	32,84807	42,23324	51,6184	61,00357	68,74633
D ₈	0,03507	0,040289	0,04301	0,043233	0,040958	0,036186	0,030368
V ₉	17,59718	29,32864	41,06009	52,79155	64,523	76,25446	85,93291
D ₉	0,027797	0,031512	0,032998	0,032256	0,029286	0,024087	0,018121
V ₁₀	21,59163	35,98606	50,38048	64,7749	79,16933	93,56375	105,4391
D ₁₀	0,022288	0,024664	0,024899	0,022992	0,018943	0,012752	0,006032

2.4 Розрахунок потужності балансу

Аналогічно до рівняння силового балансу, рівняння балансу потужності можна представити у такій формі:

$$N_T = N_d + N_s + N_u$$

Це рівняння можна розв'язати графічно, побудувавши графік балансу потужності. На графіку показано залежності для всіх передач, потужності двигуна N_v на вищій передачі, потужності дорожнього опору N_d та сумарної потужності дорожнього і повітряного опору ($N_d + N_v$) залежно від швидкості руху автомобіля.

Тягова потужність двигуна розраховується за формулою:

$$N_T = N_E \cdot \eta_{TP}$$

Графік тягової потужності будується на кожній передачі в залежності від швидкості руху, що відповідає частоті обертання, для якої визначалася потужність за швидкісною характеристикою. Потужності дорожнього опору та опору повітря розраховують залежно від швидкості автомобіля за формулами:

$$N_d = \frac{P_d \cdot V_a}{3600} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot V_a}{3600},$$

$$N_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}} \cdot V_{\text{а}}}{3600} = \frac{K \cdot F \cdot V_{\text{а}}^3}{46800},$$

Розрахунок значень потужності балансу для кожної передачі в залежності від швидкості виконано за допомогою Microsoft Excel. Отримані результати представлені у таблицях 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.6 — Розрахункові значення потужності балансу для кожної передачі.

№	N _т	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅	V ₆	V ₇	V ₈	V ₉	V ₁₀
600	24,24	2,25	2,758	4,367	5,349	7,039	8,626	11,5	14,08	17,6	21,59
1000	47,05	3,75	4,597	7,278	8,914	11,73	14,38	19,17	23,46	29,33	35,99
1400	71,67	5,251	6,436	10,19	12,48	16,42	20,13	26,84	32,85	41,06	50,38
1800	95,08	6,751	8,275	13,1	16,05	21,12	25,88	34,5	42,23	52,79	64,77
2200	114,3	8,251	10,11	16,01	19,61	25,81	31,63	42,17	51,62	64,52	79,17
2600	126,3	9,751	11,95	18,92	23,18	30,5	37,38	49,84	61	76,25	93,56
2930	128,6	10,99	13,47	21,32	26,12	34,37	42,12	56,17	68,75	85,93	105,4

Таблиця 2.7 - Зміна потужності опору від швидкості.

№	15	30	45	60	75	90	105
N _в , кВт	0,281	2,25	7,594	18	35,16	60,75	96,47
N _д , кВт	14,76	30,5	48,21	68,88	93,48	123	158,5

2.5 Розрахунок прискорень автомобіля

Розрахунок прискорення автомобіля на горизонтальній ділянці дороги:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g$$

де j - прискорення автомобіля, м/с²;

ψ - коефіцієнт опору дороги, відповідно до розрахункової швидкості

руху автомобіля;

g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

δ - коефіцієнт обліку обертових мас, визначається за формулою:

$$\delta = 1,03 + B \cdot U_K^2$$

Для вантажних автомобілів значення U знаходиться в межах 0,04–0,05.

Розрахунок значень прискорень для кожної передачі в залежності від швидкості було виконано за допомогою Microsoft Excel. Отримані результати подано у таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 — Розрахункові значення прискорень для кожної передачі.

V_1	2,250279	3,750465	5,250651	6,750837	8,251023	9,751209	10,98886
j_1	0,522699	0,617124	0,67588	0,698966	0,686384	0,638132	0,571473
V_2	2,758179	4,596965	6,435751	8,274537	10,11332	11,95211	13,46911
j_2	0,550911	0,652662	0,715926	0,740703	0,726993	0,674796	0,60276
V_3	4,366546	7,277577	10,18861	13,09964	16,01067	18,9217	21,3233
j_3	0,524291	0,628362	0,692732	0,717401	0,702368	0,647635	0,572592
V_4	5,348688	8,914479	12,48027	16,04606	19,61185	23,17765	26,11942
j_4	0,472815	0,57102	0,631403	0,653964	0,638703	0,58562	0,513354
V_5	7,038873	11,73145	16,42404	21,11662	25,8092	30,50178	34,37316
j_5	0,379187	0,464522	0,516103	0,533931	0,518006	0,468327	0,401932
V_6	8,62607	14,37678	20,1275	25,87821	31,62892	37,37964	42,12397
j_6	0,302904	0,376593	0,419951	0,43298	0,41568	0,368049	0,305922
V_7	11,50143	19,16904	26,83666	34,50428	42,1719	49,83951	56,1653
j_7	0,198577	0,254644	0,284729	0,288831	0,26695	0,219088	0,160041
V_8	14,07775	23,46291	32,84807	42,23324	51,6184	61,00357	68,74633
j_8	0,132588	0,175978	0,195527	0,191235	0,163102	0,111128	0,050302
V_9	17,59718	29,32864	41,06009	52,79155	64,523	76,25446	85,93291
j_9	0,068324	0,097202	0,103232	0,086414	0,046748	-	-
V_{10}	21,59163	35,98606	50,38048	64,7749	79,16933	93,56375	105,4391
j_{10}	0,016863	0,031187	0,021852	-	-	-	-

Час розгону автомобіля визначають на основі його прискорення та швидкості. У випадку руху з прискоренням, значення прискорення обчислюється за формулою:

$$j = \frac{dV_a}{3,6 \cdot dt}$$

Оскільки аналітична залежність між прискоренням j і швидкістю V_a відсутня, розрахунок виконується графоаналітичним методом із використанням графіка прискорення автомобіля. Крива прискорення розбивається на кілька інтервалів, і передбачається, що в межах кожного інтервалу швидкості автомобіль рухається з постійним середнім прискоренням (j_{cp}), яке розраховується за формулою:

$$J_{cp} = \frac{j_1 + j_2}{2}$$

Де j_1 , j_2 - Прискорення, відповідно, на початку та наприкінці інтервалу швидкості V_1 , V_2 .

2.6 Розрахунок часу і шляху розгону автомобіля

Для забезпечення точності розрахунків інтервали швидкості обираються такими: 2–3 км/год для першої передачі, 10–15 км/год для найвищої передачі та 5–10 км/год для проміжних передач.

Якщо взяти інтервал швидкостей від V_1 до V_2 , то середнє прискорення на цій ділянці (j_{cp}) визначається за формулою:

$$J_{cp} = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \cdot \Delta t_1} = \frac{\Delta V_1}{3,6 \cdot \Delta t_1}$$

Таким чином, час розгону в межах одного і того ж інтервалу швидкості обчислюється за формулою:

$$\Delta t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \cdot j_{cp}} = \frac{\Delta V_1}{3,6 \cdot j_{cp}}$$

Використовуючи отриманий вираз, визначимо час розгону для інших інтервалів швидкості. Загальний час розгону буде дорівнювати сумі часу для всіх інтервалів:

$$T = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n \quad (20)$$

Розрахунок часу розгону в залежності від швидкості виконано за допомогою Microsoft Excel. Отримані результати наведені у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 — Розрахункові значення часу розгону в залежності від швидкості руху автомобіля.

V_a , км/год	ΔV , км/год	J_{cp} , м/с ²	Δt , з	T , з
0	0	0	0	195,7266
2	2	0,26	2,136752	
4	2	0,46	1,5675	
6	2	0,66	0,32414	
8	2	0,7	0,2475	
10	2	0,73	0,358763	
12	2	0,72	0,526357	
14	2	0,709	0,73234	
20	6	0,65	2,543	
25	5	0,59	2,323134	
30	5	0,51	2,37583	
35	5	0,428	3,4563	
40	5	0,34	4,8941	
45	5	0,258	5,46456	
50	5	0,23	6,056456	
55	5	0,2	6,9456456	
60	5	0,12	11,45647	
65	5	0,03	46,2354	
70	5	0,025	55,596453	
73	3	0,02	41,6234	

На основі значень Δt , визначених для різних швидкостей, будується графік часу розгону, починаючи з точки V_{min} , для якої $t=0$. Для швидкості V_2 відкладається значення Δt_1 , а для швидкості V_3 — сума часу розгону ($\Delta t_1 + \Delta t_2$).

Час, витрачений на перемикання передач (t_{mn}), не враховується.

Довжина шляху розгону S залежить від швидкості автомобіля та часу, необхідного для досягнення цієї швидкості.

:

$$V_a = \frac{ds}{dt}$$

Шлях розгону, наприклад, в інтервалі швидкостей дорівнює:

$$\Delta S_1 = \frac{V_{cp} \cdot \Delta t_1}{3,6} = \frac{V_{cp} \cdot \Delta V_1}{13 \cdot j_{cp}}$$

Використовуючи отриманий вираз, виконуємо розрахунок шляху розгону для всіх обраних інтервалів, починаючи з V_{min} . Для наступних значень швидкості шлях розгону обчислюється аналогічно до часу розгону.

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n$$

Значення шляху розгону в залежності від швидкості було розраховано за допомогою Microsoft Excel. Результати розрахунків представлені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 — Шлях розгону автомобіля.

V_a , км/год	V_c , км/год	Δt , з	ΔS , м	S , м
0	0	0	0	334,278
2	1	2,56234	0,57845	
4	3	1,5464	1,0543	
6	5	0,67857	1,67687	
8	7	0,23437	1,534523	
10	9	0,698534	1,34536	
12	11	0,38638	2,34234	
14	13	0,234134	2,324134	
20	17	2,78675	12,78677	
25	21,5	2,42354	14,3745371	
30	26,5	2,78978	20,832131	
35	31,5	3,2486	29,27867	
40	35,5	4,24345	42,3757	
45	41,5	5,875453	63,2318	
50	45,5	6,534745	79,7867	
55	51,5	6,3457485	101,7867	
60	55,5	11,577	184,23415	
65	61,5	46,324345	803,7867	
70	65,5	55,645634	1041,115	
73	72,5	41,6378567	827,34345	

Навантаження на автомобіль є ключовим фактором, що впливає на його

тягові характеристики. При виконанні розрахунків враховувалися маса автомобіля, його вантажопідйомність, а також вага і розташування вантажу. Розрахунок маси базувався на методичних рекомендаціях із спеціалізованої технічної літератури та підтверджувався практичним досвідом.

Потужність двигуна, визначена з урахуванням маси автомобіля та заданих швидкісних режимів, повинна забезпечувати необхідну тягову здатність у реальних умовах експлуатації. Розрахована потужність 176 кВт відповідає характеристикам двигуна автомобіля В якості об'єкту для дослідження, вибору та вдосконалення конструкції конкретної гальмівної системи вибрано автомобіль марки MAN TGX 2009, що підтверджує правильність проведених розрахунків, підкріплених практичними даними.

Передаточне число було обрано для досягнення оптимального балансу між швидкістю руху автомобіля та його тяговими можливостями. Надмірно високе передаточне число може спричинити перегрів двигуна, тоді як занадто низьке може призвести до підвищеної витрати палива. Розраховане передаточне число забезпечує рух автомобіля на швидкостях, визначених у вихідних даних, що свідчить про правильність обраних параметрів.

Розрахунок динамічних характеристик автомобіля, поданих у вихідних даних, також підтверджує правильність виконаних обчислень.

Витрата палива була розрахована для підтвердження характеристик автомобіля під час тягового аналізу, яка залежить від потужності двигуна, передаточного числа, навантаження та інших факторів.

Таким чином, тяговий розрахунок автомобіля є важливим етапом у процесі проектування та експлуатації, який дозволяє визначити оптимальні параметри для забезпечення високої тягової здатності та економічної ефективності автомобіля.

2.7 Технологічний процес обслуговування модернізованої гальмівної системи

У процесі експлуатації гальмівного пневмоприводу відбувається зношування його частин, які сполучаються і труться, змінюються величини

зазорів і натягів. В результаті знижуються гальмівні якості та надійність автомобіля загалом. Для своєчасного виявлення несправностей та відновлення працездатності автомобіля, необхідно регулярно виконувати роботи з технічного обслуговування та ремонту гальмівного пневмоприводу.

Технологічна карта обслуговування гальмівної системи приведена у таблиці 2.11

Таблиця 2.11 - Технологічна карта обслуговування гальмівної системи

Найменування операції, переходу	Виконавець	Інструмент, обладнання	Трудомісткість люди/хв	Примітка
1 Постановка автомобіля на пост				
1.1 Встановити автомобіль на оглядову канаву посту	Водій	-	2,0	Відповідно до габаритів посту
1.2 Встановити противідкатні стопори під колеса	Слюсар ТО та Р	стопор	0,5	Передбачити можливість відкату в обидві сторони руху
2. Здійснити діагностування гальмівної системи				
2.1 Перевірити кут повороту рукоятки крана гальма стоянки	Слюсар ТО та Р	-	1,5	До спрацювання датчика повороту, величина кута спрацювання має бути в межах 10...12 градусів від її горизонтального положення
2.2 Перевірити час запізнення відключення напруги живлення енергоаккумулятора	Слюсар ТО та Р	Таймер	2,0	Час запізнення відключення живлення має становити 4...5 секунд після переключення рукоятки

				крана у вертикальне положення
2.3 Перевірити величину вільного ходу педалі гальма	Слюсар ТО та Р	Пристрій «пневмонога»	3,5	Вільний хід педалі гальма має бути в межах 23...30 мм. Заїдання не допускаються
2.4 Перевірити тиск повітря в пневмосистемі та падіння тиску при одному натисканні на педаль гальма	Слюсар ТО та Р	Манометр, ключ 12	4,0	Тиск повітря в пневмосистемі гальмівного приводу має бути в межах 0,5 ... 0,75 МПа. Падіння тиску повітря при одному натисканні на педаль гальма не має перевищувати 0,07 МПа
2.5 Перевірити величину ходу штоків гальмівних камер	Слюсар ТО та Р	Лінійка	2,0	Хід штоків гальмівних камер допускається 15...25 мм
3. Регулювальні роботи				
3.1 Відрегулювати гальма на максимальну одночасність спрацювання	Слюсар ТО та Р	Ключ 19	5,0	Регулювання проводити черв'яком регулювального важеля. Зазори між колодками та гальмівними барабанами - 0,4 мм у розтискного кулака та 0,2 мм у осей колодок
3.2 Перевірити величину ходу штоків гальмівних камер	Слюсар ТО та Р	Лінійка	2,0	Хід штоків гальмівних камер допускається 15...25 мм

3.3 Відрегулювати гальма на максимальну силу гальмування та мінімальну нерівномірність спрацьовування	Слюсар ТО та Р	Ключ 19, набір щупів	7,5	Зазори між колодками та гальмівними барабанами - 0,4 мм у розтискного кулака та 0,2 мм у осей колодок
3.4 Перевірити дію гальма стоянки і сумарну гальмівну силу колесах заднього моста	Слюсар ТО та Р	Динамометр, ключ 19	12,0	Сумарна гальмівна сила на колесах має бути не менше 8160 Н

Внаслідок аналізу технологічного процесу обслуговування гальмівної системи автомобіля MAN TGX 2009 можна зробити такі висновки: обслуговування гальмівної системи MAN TGX 2009 є важливим складником загального технічного обслуговування автомобіля. Регулярне обслуговування та перевірка гальмівної системи допомагають забезпечити її належну роботу та безпеку на дорозі.

Технологічний процес обслуговування гальмівної системи MAN TGX 2009 включає декілька етапів, таких як візуальний огляд, перевірка гальмівної рідини, регулювання та заміна гальмівних колодок, перевірка та регулювання гальмівних механізмів.

Візуальний огляд дозволяє виявити видимі пошкодження, знос або проблеми з гальмівною системою. Це включає перевірку стану гальмівних колодок, дисків чи барабанів, гальмівних шлангів, трубок та з'єднань. Регулювання і заміна гальмівних колодок також є невід'ємною частиною обслуговування гальмівної системи. Необхідно перевірити зношування колодок і при необхідності замінити їх. Також може знадобитися регулювання гальмівних механізмів для забезпечення рівномірного та ефективного гальмування.

При виконанні технологічного процесу обслуговування гальмівної системи MAN TGX 2009 необхідно дотримуватись усіх вимог, передбачених виробником та посібником з експлуатації. Це включає використання

правильних інструментів, обладнання та запасних частин, а також дотримання правил безпеки. Загалом технологічний процес обслуговування гальмівної системи є важливим аспектом підтримки працездатності та безпеки автомобіля. Регулярне обслуговування гальмівної системи допомагає запобігти можливим проблемам і підвищити надійність гальм. Важливо дотримуватись рекомендацій виробника та правил безпеки під час виконання обслуговування.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Модернізація гальмівної системи вантажного автомобіля шляхом розробки конструкції пружинного енергоаккумулятора

3.1.1 Службове призначення пружинного енергоаккумулятора

Гальмівна система призначена для контрольованої зміни швидкості автомобіля, його зупинки, а також утримання на місці протягом тривалого часу завдяки створенню гальмівної сили між колесами та дорожнім покриттям. Гальмівна сила може забезпечуватися колісними гальмівними механізмами, двигуном (гальмування двигуном), гідравлічними або електричними гальмами-сповільнювачами, встановленими у трансмісії.

Для виконання цих функцій автомобіль оснащується кількома типами гальмівних систем: робочою, запасною та стоянковою. Робоча гальмівна система відповідає за кероване уповільнення та зупинку транспортного засобу. Запасна гальмівна система активується у разі відмови чи несправності робочої системи та виконує аналогічні функції. Вона може бути реалізована як окрема автономна система або як частина робочої системи (наприклад, один із контурів гальмівного приводу).

Гальмівні системи складаються з двох основних елементів: гальмівних механізмів та гальмівного приводу. Гальмівні механізми, розташовані в колесах, призначені для уповільнення їх обертання. Їхня дія базується на принципі тертя, завдяки якому зменшується кількість обертів коліс.

Гальмівний привід являє собою комплекс пристроїв, призначених для підсилення та передачі зусилля від педалі гальма до гальмівних механізмів. Найбільшого поширення на автомобілях отримав гідравлічний привід робочої гальмівної системи. Гальмівні системи мають вирішальне значення для забезпечення безпеки руху, тому до них висуваються підвищені вимоги.

Відповідно до цих вимог, гальмівні системи повинні забезпечувати: мінімальний гальмівний шлях або максимальне уповільнення під час

гальмування; стійкість автомобіля при гальмуванні; стабільність гальмівних властивостей при багаторазовому використанні; мінімальний час реакції системи; пропорційність між зусиллям на педалі гальма і гальмівною силою на колесах; легкість управління.

Система ABS (антиблокувальна система) сприяє досягненню оптимальної гальмівної ефективності (мінімального гальмівного шляху), зберігаючи стійкість і керованість автомобіля. Завдяки ABS, керування автомобілем залишається під контролем водія, а ефективність уповільнення перевищує гальмування з блокуванням коліс. За результатами випробувань, на слизькій дорозі гальмівний шлях автомобіля з ABS може бути на 15% коротшим, ніж у звичайного автомобіля. Також ABS сприяє зниженню зношення протекторів шин на 5–7%.

Гальмівне управління є ключовим компонентом активної безпеки автомобіля. Вимоги до гальмівних систем регламентуються відповідними стандартами та міжнародними правилами. Основні вимоги включають:

мінімальний гальмівний шлях або максимальне уповільнення, відповідно до стандартів для автомобілів категорій M_1 , M_2 , M_3 та вантажівок N_1 , N_2 , N_3 , залежно від типу випробувань (0, I, II); збереження стійкості під час гальмування (лінійне і кутове відхилення як критерії); стабільність роботи при багаторазовому гальмуванні; мінімальний час реакції гальмівного приводу; надійність усіх компонентів гальмівної системи; гарантовану міцність основних елементів (педаль гальма, головний гальмівний циліндр, гальмівний кран тощо), які повинні працювати протягом встановленого ресурсу без відмов.

Також має бути передбачена система сигналізації, яка попереджає водія про несправність гальмівної системи.

3.1.2 Розробка системи управління роботою енергоакумулятора

Робота гальмівної пневмокамери з енергоакумулятором повинна здійснюватися дистанційно з кабіни водія. Для цього в кабіні встановлюється

розподільний кран, який управляє гальмівною системою.

Режим штатного гальмування - потік стисненого повітря від двосекційного гальмівного крана направляється в порожнину, впливаючи на діафрагму. Це призводить до переміщення штока, який забезпечує гальмування автомобіля. Гальмування забезпечується енергією стиснутої силової пружини. Силова пружина діє на шток енергоаккумулятора через поршень і пов'язаний з ним штовхач, створюючи необхідне гальмівне зусилля. Для відключення стоянкового гальма необхідно перевести рукоятку крана стоянкового гальма у середнє положення, уникаючи її повного переведення в горизонтальне положення.

Вимикання стоянкового гальма при встановленні рукоятки крана в середнє положення, в порожнину енергоаккумулятора подається стиснене повітря з ресиверів через прискорювальний клапан. Повітря переміщує поршень, стискаючи силову пружину, і вимикає стоянкове гальмо. Переміщуючись у крайнє ліве положення, поршень пересуває кульки фіксуючого механізму в напрямку діаметральної проточки втулки фіксатора, забезпечуючи фіксацію поршня. Після цього рукоятку крана потрібно перевести у вертикальне положення для випуску стисненого повітря з порожнини. Вимкнення стоянкового гальма підтверджується контрольною лампою на панелі приладів.

Увімкнення стоянкового гальма для активації стоянкового гальма водій повертає рукоятку крана з вертикального положення в горизонтальне. Це викликає нагнітання стисненого повітря в порожнину енергоаккумулятора, що активує гальмо. Ця схема забезпечує ефективне керування гальмівною системою з кабіни водія, підвищуючи зручність і безпеку експлуатації автомобіля.

Процес додаткового нагнітання стисненого повітря в пружинний енергоаккумулятор необхідний для подальшого стискання силової пружини та зменшення тертя при переміщенні розпірного золотника. Одночасно з нагнітанням повітря датчик, встановлений у корпусі крана стоянкового гальма, передає сигнал в електронний блок управління.

Електронний блок, отримавши цей сигнал, подає струм на обмотку електромагніта. Сердечник електромагніта, втягуючись, зміщує розпирний золотник вправо, вивільняючи найбільш затиснуті упорні кульки. При цьому на панелі приладів з'являється сигнал, що вказує на готовність до ввімкнення стоянкового гальма.

Для завершення процесу ввімкнення гальма водій переводить рукоятку крана гальма стоянки у вертикальне положення, що дозволяє випустити стиснене повітря з енергоаккумулятора. При цьому конструкція гальмівної камери енергоаккумулятора залишається без змін. Також не змінюються способи підключення пружинного енергоаккумулятора до гальмівних магістралей і його кріплення на автомобілі.

3.2 Розрахунок на міцність фіксуючого механізму

Фіксуючий механізм призначений для утримання силової пружини в стислому стані. У зв'язку з цим його елементи повинні витримувати значні навантаження протягом тривалого періоду. Конструкція фіксатора включає циліндричні та сферичні поверхні, що створює високонавантажені з'єднання. Розрахункова схема фіксуючого механізму представлена на рисунку 3.1.

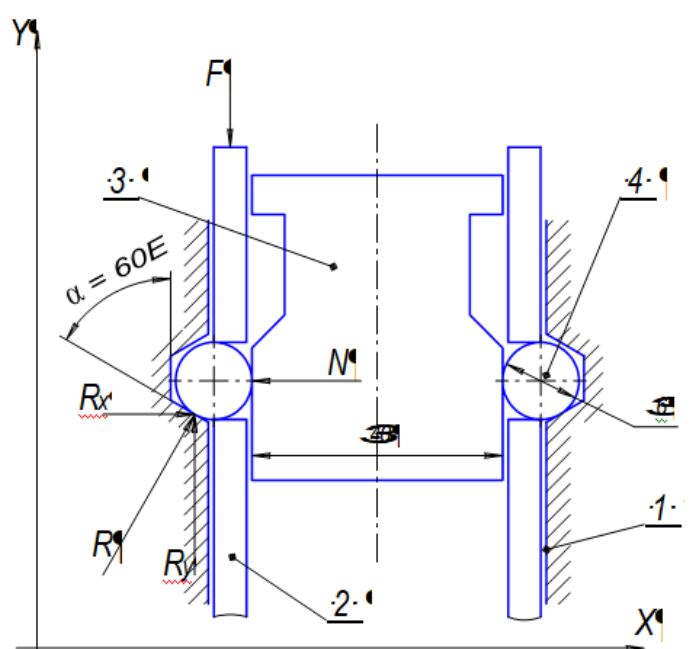


Рисунок 3.1 - Розрахункова схема фіксуючого механізму

1 - напрямна поршня (нерухома деталь фіксатора); 2 - поршень;
3 - розпирний золотник; 4 – розпирна кулька.

Міцність і довговічність поверхонь, які контактують, оцінюють за контактною напругою. Розрахункова контактна напруга при торканні в точці визначається за формулою:

$$\sigma_n = 0.55 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{np}^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma]$$

де F_n - Сила натискання, перпендикулярна до контактної поверхні, у стислому стані $F_n = 800 \text{ кг} = 7840 \text{ Н}$;

E_{np} - модуль пружності, для матеріалу $E_{np} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; ρ_{np} – радіус нерівності поверхні контакту, м;

Радіус нерівномірності поверхні:

$$\rho_{np} = \frac{1}{\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}}$$

де r_1, r_2 - радіуси поверхонь.

Розглянемо сили, що діють у механізмі фіксатора, і проаналізуємо рівняння рівноваги системи в проекціях на осі OX та OY:

$$\sum OX: R_x - N = 0,$$

$$R \cdot \cos \alpha - N = 0, \quad N = R \cdot \cos \alpha,$$

$$\sum OY: R_y - F = 0,$$

$$R \cdot \sin \alpha - F = 0, \quad R = \frac{F}{\sin \alpha},$$

Підставляючи чисельні дані ми отримаємо:

$$R = \frac{7840}{\sin 60^\circ} = 9052 \text{ Н},$$

$N = 9052 \cdot \cos 60 = 4526 \text{ Н}$ Умова міцності для кінематичної пари 1 - 4:

$$\sigma_n = 0,55 \cdot \sqrt[3]{\frac{R \cdot E_{np}^2}{n \cdot \rho_{np}^2}} \leq [\sigma]$$

де n - число опорних кульок.

$$\rho_{np} = \frac{1}{\frac{1}{3} + \frac{1}{\infty}} = 3 \text{ мм},$$

$$\sigma_n = 0,55 \cdot \sqrt[3]{\frac{9052 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 10^5)^2}{6 \cdot 3^2}} = 827 \text{ МПа},$$

Для загартованої сталі $[\delta_n] = 2000 \text{ МПа}$, Таким чином, умова міцності виконується. Кінематична пара 1–4 є найбільш навантаженою серед інших елементів, тому міцність решти елементів також гарантована.

3.3 Розрахунок гвинтової пари пристосування для механічного розгальмовування

Основним типом руйнування різьбових кріпильних поверхонь є зріз витків. Відповідно, основним критерієм працездатності та розрахунку таких з'єднань є міцність, визначена напруженнями зрізу τ . Гвинт у з'єднанні зазнає навантаження, що створює розтягувальну силу. Тому для гвинта необхідно проводити розрахунок за нормальними напруженнями розтягування. Умова міцності при центральному розтягуванні в такому випадку виглядає наступним чином:

$$\delta = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \delta_{\max}$$

Де F - зусилля на розтягування пружини (зусилля пружини в стиснутому стані), Н;

d – діаметр гвинта, м;

$\delta_{\max}$ - максимальні напруги розтягування, МПа.

Показник максимальної напруги розтягування визначає максимально допустимі навантаження з урахуванням коефіцієнта запасу міцності.

$$\delta_{\max} = \frac{[\delta]}{k}$$

Де $[\delta]$ - граничні напруги при розтягуванні, МПа, для сталі Ст.3 $[\delta] = 100$ МПа;

k - Коефіцієнт запасу міцності при змінному навантаженні становить $\delta=1,5 \dots 1,8$. Підставляючи відповідний вираз у задане рівняння, отримуємо:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F}{\pi \cdot [\delta]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 7840}{\pi \cdot 100 \cdot 10^6}} \approx 0,012 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр гвинта $d = 12$ мм.

Розрахунок довжини різьбової поверхні в кришці електромагніта виконується на основі умови міцності різьби на зріз:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq \tau_{\max},$$

Де d - діаметр різьбової поверхні, м;

H - довжина різьбової поверхні, м;

K - коефіцієнт заповнення різьбової поверхні для прямокутного профілю різьби, $K = 0,87$;

K_m - Коефіцієнт заповнення різьбової поверхні для прямокутного профілю різьби $K_m = 0,65$;

$\tau_{\max}$ - максимальні напруги зсуву, МПа.

$$\tau_{\max} = \frac{[\tau]}{K_1}$$

Де $[\tau]$ - гранична напруга зрізу, для сталі, $[\tau] = 100$ МПа; K_1 – коефіцієнт запасу міцності, $K_1 = 1,8 \dots 2,0$

Підставляючи вираз отримаємо:

$$H \geq \frac{K_1 \cdot F}{\pi \cdot d \cdot K \cdot K_m \cdot \tau_{\max}} = \frac{2 \cdot 7840}{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 0,87 \cdot 0,65 \cdot 100 \cdot 10^6} \approx 0,008 \text{ м},$$

Приймаємо $H = 8$ мм.

3.4 Розрахунок заклепувального з'єднання спрямовуючого поршня

Для з'єднання прямої спрямовуючого поршня з циліндром енергоаккумулятора використовують метод заклепування. В режимі розгальмування робоче зусилля передається при допомозі поршня енергоаккумулятора від стиснутої силової пружини до направляючої поршня, внаслідок чого на дане з'єднання діють розтягувальні навантаження. В таких випадках, заклепувальні з'єднання розраховують по значеннях нормальних напруг розтягування і умова їх міцності в разі центрального розтягування набуває вигляду:

$$\delta = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} \leq \delta_{\max}$$

Де N - сила яка припадає на одну заклепку, Н;

d – діаметр заклепки, м;

$\delta_{\max}$ - максимальні навантаження розтягування, МПа.

$$\delta_{\max} = \frac{[\delta]}{K}$$

Де $[\delta]$ - граничні напруги при розтягуванні, МПа, для сталі $[\delta] = 100$ МПа;

K - коефіцієнт запасу, при змінному навантаженні $K = 1,8 \dots 2$.

Навантаження на одну заклепку визначається як відношення зусилля силової пружини в деформованому стані до кількості заклепок у з'єднанні.

$$N = \frac{F}{n}$$

де F - зусилля пружини, Н, в стиснутому стані $F = 800$ кг = 7840 Н;

n – число заклепок.

$$\delta = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot n} \leq \frac{[\delta]}{K}$$

Отже отримуємо:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F}{\pi \cdot n \cdot [\delta]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 7840}{\pi \cdot 5 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,0059 \text{ м} = 5,9 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 6 \text{ мм}$.

3.5 Розрахунок заклепувального з'єднання корпус електромагніта

Корпус електромагніту піддається навантаженням і сприймає періодичні сили, що виникають під час опору при вигвинчуванні гвинта механічного розгальмовування. Заклепувальне з'єднання в зібраному стані сприймає навантаження подібно болтовому з'єднанню, встановленому без зазору. При розрахунку міцності з'єднання сили тертя в стику не враховуються. Стрижень розраховують на напруження зрізу.

Умова міцності з напруг зрізу:

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot i} \leq \tau_{\max}$$

Де F_t - окружна сила, Н;

d – діаметр заклепки, мм; i – кількість заклепок.

$$F_t = \frac{T_T}{r_z},$$

Де T_T - момент опору вигвинчування від сил тертя, Нм;

r_z - осьовий радіус заклепок, м.

$$T_T = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \left[\left(D_{\varphi} / d_2 \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]$$

Де F - осьове зусилля від силової пружини, Н; f – коефіцієнт тертя;

d_2 - середній діаметр різьби, мм;

ψ – кут підйому різьби, $\psi = 3$ для кріпильних різьб;

φ - кут тертя різьби, $\varphi = 10^\circ$ для кріпильних різьб;

Підставляючи чисельні значення в вираз отримуємо:

$$T = 0,5 \cdot 7840 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} \cdot [(10,5/11,5) \cdot 0,2 + \operatorname{tg} (3 + 10)] = 19,6 \text{ н.}$$

Отримуємо:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot K_1 \cdot T_T}{\pi \cdot i \cdot r_s \cdot [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 19,6}{\pi \cdot 5 \cdot 38 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,0035 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр заклепок $d = 4 \text{ мм}$.

Було проведено конструкторське опрацювання окремих вузлів енергоаккумулятора гальмівної системи автомобіля. На основі результатів розрахунку енергоаккумулятора можна зробити наступні висновки. Обраний тип енергоаккумулятора відповідає конкретним умовам експлуатації та вимогам. Розрахунок дозволив визначити такі параметри, як ємність і жорсткість пружини, необхідні для досягнення необхідного рівня гальмівного зусилля. Підібраний енергоаккумулятор здатний накопичувати енергію у вигляді стиснутої пружини та звільняти її при активації гальмівної системи. Це дозволяє збільшити гальмівне зусилля та покращити відгук системи на натискання гальмівної педалі.

Розрахований енергоаккумулятор забезпечує необхідну жорсткість пружини для належного функціонування гальмівної системи. Жорсткість пружини має бути достатньою для забезпечення необхідного гальмівного зусилля, але не занадто високою, щоб уникнути надмірного навантаження на гальмівний механізм.

Розрахунок дає змогу визначити необхідну ємність енергоаккумулятора для накопичення достатньої енергії, щоб забезпечити потрібний рівень гальмівного зусилля. Правильно підібрана ємність гарантує оптимальну роботу гальмівної системи.

Результати розрахунку енергоаккумулятора підтверджують його ефективність і здатність підвищити продуктивність та безпеку гальмівної

системи. Він дозволяє зменшити затримку між натисканням педалі та початком гальмування, а також посилює гальмівне зусилля, рівномірно розподіляючи його між колесами. Таким чином, проведений розрахунок підтверджує важливість і доцільність енергоакумулятора для гальмівних систем. Правильно обраний енергоакумулятор здатен підвищити ефективність, керованість та безпеку вантажних автомобілів.

В результаті виконання конструкторських розрахунків встановлено, що вимоги до запасу міцності деталей механізму виконуються належним чином.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Підвищення зносостійкості гільз циліндрів автомобільних двигунів методом розкатування

Найпоширенішим фінішним методом обробки циліндрів автомобільних двигунів є абразивне хонінгування. Серед перспективних способів варто відзначити алмазне хонінгування та розкочування. Хоча метод обробки циліндрів пластичним деформуванням має низку переваг порівняно з хонінгуванням, він залишається недостатньо вивченим, що призводить до обмеженого впровадження в автомобільній промисловості та ремонтному виробництві.

У процесі дослідження була оцінена ефективність застосування кулькових розкочувальних головок для фінішно-калібрувальної обробки дзеркала циліндрів автомобільних двигунів. Для порівняння з розкочуванням також досліджувалися циліндри, оброблені абразивними та алмазними брусками.

Цикл досліджень включав лабораторні випробування, стендові та дорожньо-експлуатаційні випробування. Лабораторні дослідження дозволили визначити вплив різних методів та режимів обробки на точність, шорсткість поверхні, зносостійкість, структуру поверхневого шару, твердість, напружений стан і змочуваність мастилом циліндрів двигунів. У процесі стендових випробувань оцінювали стан масляної плівки між поршневими кільцями та поверхнею циліндра, а також зносостійкість циліндрів. Дорожньо-експлуатаційні випробування дозволили оцінити зносостійкість циліндрів в умовах реальної експлуатації. Всього було випробувано 8 двигунів автомобіля.

Для розточування та розкочування циліндрів двигунів автомобілів було створено спеціалізовані головки, що одночасно застосовують обидва ці процеси. Обробка здійснювалася на алмазно-розточувальному верстаті моделі 278Л.

Стійкість до зносу зразків, отриманих із гільз циліндрів, оцінювалася через їх зношування в контакт з поршневим кільцем, що виконувало зворотно-

поступальні рухи в спеціально розробленому пристрої.

Перед початком основних випробувань, на цьому пристрої були визначені оптимальні режими обробки, які найбільше впливали на зносостійкість циліндрів. Установка містить порожністий циліндр, у якому рухаються шатун і поршень з кільцями, і оснащена двома симетрично розташованими вікнами для розміщення зразків. Зразки фіксуються у вікнах і піддаються навантаженню за допомогою системи тяг і каліброваної пружини. Точність розміщення зразків забезпечується індикатором. Мастило в зону тертя подається через трубки. Втрата ваги зразків після певної кількості циклів визначається шляхом зважування на аналітичних терезах моделі ВА-200 з точністю до 0,1 мг.

Втрата ваги зразків до періоду зносу наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Зношування зразків, вирізаних з чавунних гільз на лабораторній установці

Спосіб обробки	Серія зразків	Режими обробки	Втрата ваги	
			в мг	у %
Розкочування	I II	Подача 0,05 мм/об, діаметр кульки 9,53 мм, тиск на кульку 20 кас (режим 1)	5,9	100
Хонінгування алмазними брусками		Подача 0,08 мм/об, діаметр кульки 9,53 мм, тиск на кульку 17,5 кгс (режим 2)	6,1	103
			6,3	107
Хонінгування абразивними брусками		Марки брусків АС5 і АСМ20, $z_0 = 60$ м/хв, $o_{в.п} = 15$ м/хв	6,5	АЛЕ
	IV	Марки брусків К34 і КЗМ20, $y_0 = 37$ м / хв, $Од. п = 14$ м!хв		

Було виявлено, що за однакового тиску на кульки головки, зразки, оброблені кульками діаметром 8,73 і 9,53 мм, продемонстрували вищу зносостійкість. Водночас, зразки, оброблені кульками інших діаметрів,

показали нижчу стійкість до зношування. Це обумовлено тим, що поверхні, оброблені кульками меншого діаметру, стають перенаклепаними через високі локальні тиски на місці контакту інструменту з деталлю. Обробка кульками більших діаметрів забезпечує недостатній ступінь наклепу, що також призводить до збільшення зносу. Зразки, взяті з циліндрів, хонінгованих алмазними брусками, продемонстрували меншу зносостійкість порівняно з тими, що були хонінговані абразивними брусками. Водночас розкочені зразки виявилися більш зносостійкими у порівнянні з хонінгованими.

Шорсткість робочих поверхонь циліндрів оцінювалася за профілограмами випробуваних зразків. Додатково до оцінки шероховатості за середніми мікронерівностями на базовій довжині проводився аналіз заповненості порожнин мікропрофілю металом і ступеня його неоднорідності, використовуючи коефіцієнти K_1 і f . Профілограми знімалися за допомогою профілометра-профілографа моделі 201. На основі декодування цих профілограм визначались параметри мікропрофілю та будувалися криві несучої поверхні. Середня лінія мікропрофілю визначалася методом планиметрування.

У таблиці 4.2 наведено результати розшифрування та обробки профілактограм робочих поверхонь зразків.

Таблиця 4.2 - Характеристики шорсткості поверхонь досліджуваних зразків (гільз циліндрів)

Досліджувані циліндри	Середні значення		Клас чистоти поверхні	Коефіцієнт f
	Шорсткість поверхні, R_z , мкм	Коефіцієнт K_1		
Розкатані: Режим 1	0,86	0,653	9в	0,17
Режим 2	1,18	0,641	9б	0,19
Хонінговані брусками: алмазними	1,1	0,638	9б	0,21
абразивними	1,48	0,606	9а	0,29

При порівнянні коефіцієнтів K_1 , що відображають заповнення порожнин мікропрофілю металом, було виявлено, що найвищі показники мають розкатані циліндри, тоді як найнижчі — хонінговані. Збільшення цього коефіцієнта сприяє підвищенню опорної поверхні та зменшенню зносу у межах досліджуваних класів чистоти поверхні. Коефіцієнт неоднорідності мікропрофілю у хонінгованих циліндрах виявився трохи вищим, ніж у розкатаних, що можна пояснити впливом хонінгування, де поверхня зазнає механічного різання зернами, на відміну від вигладжування при розкочуванні. Окрім того, ріжучі зерна брусків відрізняються великим розкидом у розмірах і формах, що негативно впливає на формування стабільного мікрорельєфу поверхні, тоді як форма деформуючого елемента головки (кулька) залишається незмінною, забезпечуючи більш однорідний мікрорельєф.

Структура матеріалу зразків визначалася після їх повної металографічної підготовки. Дослідження здійснювалось за допомогою металографічного мікроскопа МІМ-8 зі збільшенням у 300 разів. Як виявилось, структура відповідає типовому для сірого чавуну сорбітоподібному перліту. У поверхневому шарі розкатаних зразків спостерігалось зменшення пластинчастого графіту, що, мабуть, є результатом видавлювання під час розкочування. У розкатаних зразках також спостерігалася формування текстури.

Мікротвердість зразків вимірювалася за допомогою приладу ПМТ-3 з навантаженням на інденторі 20 гс. Середні значення поверхневої мікротвердості та ступінь наклепу, що визначаються підвищенням середньої величини мікротвердості після обробки, представлені в таблиці 4.3. З таблиці 4.3 видно, що поверхнева мікротвердість розкатаних і хонінгованих зразків значно вища за мікротвердість вихідного металу. Значення мікротвердості і глибина зони пластичної деформації більші у розкатаних циліндрах, що пов'язано із великими зусиллями деформації при розкатуванні.

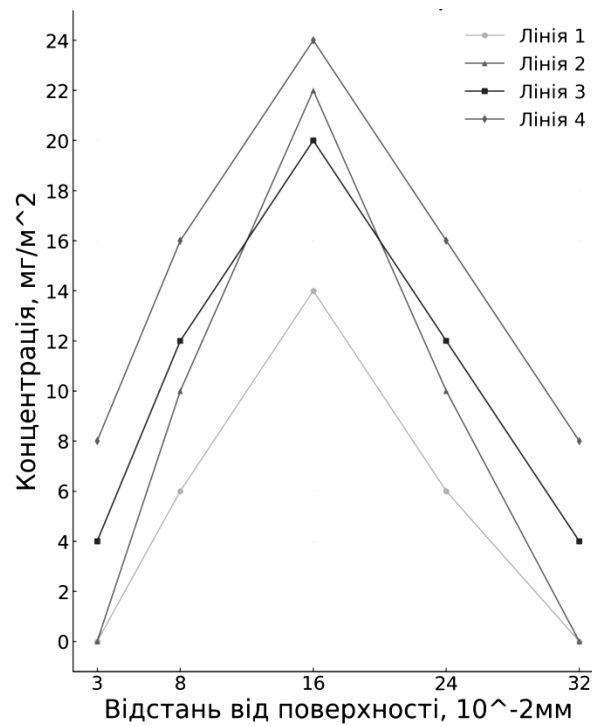


Рисунок 4. 1. Тангенціальні залишкові напруги в досліджуваних циліндрах:

1 — розкатаних з подачею 0,05 мм/об; 2 — розкатаних з подачею 0,08 мм/об; 3 — хонінгованих алмазними брусками; 4 — хонінгованих абразивними брусками.

Глибина деформованого шару в розкатаних циліндрах становить 200 мкм, що є одним з факторів, що сприяє покращенню зносостійкості циліндрів. Цей ефект позитивно впливає не тільки під час періоду припрацювання, але й протягом усього терміну служби двигуна.

Таблиця 4.3 - Мікротвердість матеріалів зразків

Спосіб обробки	Середня поверхнева мікротвердість, кгс/мм^2	Ступінь наклепу в %
Розкатування:		
режим 1	165	113
режим 2	163	111
Хонінгування брусками		
алмазними	148	101
абразивними	154	105

Залишкові напруження 1-го роду обчислювалися по виникаючим у процесі пошарового зняття металу деформаціям поршневих кілець і смужок, вирізаних з досліджуваних гільз циліндрів. Пошарове зняття металу здійснювалося електролітичним травленням на установці, яка забезпечує проведення експерименту при постійних фізичних умовах.

Таблиця 4.4 - Залишкові напруження на поверхні гільз циліндрів

Досліджувані циліндри	Напруження стиснення, кгс/мм^2	
	тангенціальні	осьові
Розкатні:		
режим 1	17,7	25
режим 2	24,3	29,6
Хонінговані брусками:		
алмазними	6,9	
абразивними	8,85	-

Таблиця 4.5 - Крайові кути змочування поверхні гільзи

Досліджувані циліндри	Кут	Град
	Мастило	Мастило
	Л К-10	Л К-9.5
Розкатані:		
режим 1	I	11
режим 2	12	12
Хонінговані брусками:		
алмазними	15	14
абразивними	16	14

Зміни в діаметрі кілець та прогині смужок вимірювалися за допомогою універсального мікроскопа УІМ-21. Розмір стравленого шару визначався через втрату ваги зразків. Результати вимірювань залишкових напружень представлені в таблиці 4.4 та на рисунку 4.1. На поверхні гільз циліндрів

формувалися тангенціальні та осьові залишкові напруження стиснення, які змінювалися на розтягування по мірі видалення поверхні. У розкатаних гільзах напруження стиснення вище, ніж у хонінгованих, що може бути однією з причин підвищеної зносостійкості розкатаних гільз у порівнянні з хонінгованими.

Змочуваність мастилом поверхні оцінювалася за краєвим кутом, утвореним дотичною, проведеною у точці дотику краплі олії з поверхнею металу. Розтікання краплі на зразку фіксувалося кінокамерою від моменту контакту до стану рівноваги. Розміри краєвих кутів представлено в таблиці 4.5. Крайові кути при змочуванні мастилом на розкатаних поверхнях менші, а швидкість поширення краплі мастила більша, ніж на хонінгованих, що свідчить про кращу змочуваність мастилом розкатаних циліндрів.

Стан масляної плівки між поршневими кільцями та поверхнею циліндра оцінювався під час роботи двигуна шляхом вимірювання змін електричного опору плівки. Струмознімальні проводи виводилися з поршневих кілець через свердління в стінці блоку назовні двигуна, як показано на рис. 4.2. Запис осцилограм відбувався за допомогою постійного струму від акумуляторної батареї. Швидкість протягу стрічки осцилографа варіювалася від 1 до 4 м/сек в залежності від оборотів двигуна. Аналіз осцилограм проводився методом математичної статистики, де осцилограми опору плівки ділилися на 12 рівних частин, відповідних певним зонам циліндра, в яких вимірювалися: середнє арифметичне значення опору (що характеризує товщину плівки), середньоквадратичне відхилення величини опору плівки від її середнього значення або дисперсія (що характеризує стабільність плівки), а також ймовірність виникнення металевого контакту між поршневими кільцями і циліндрами.

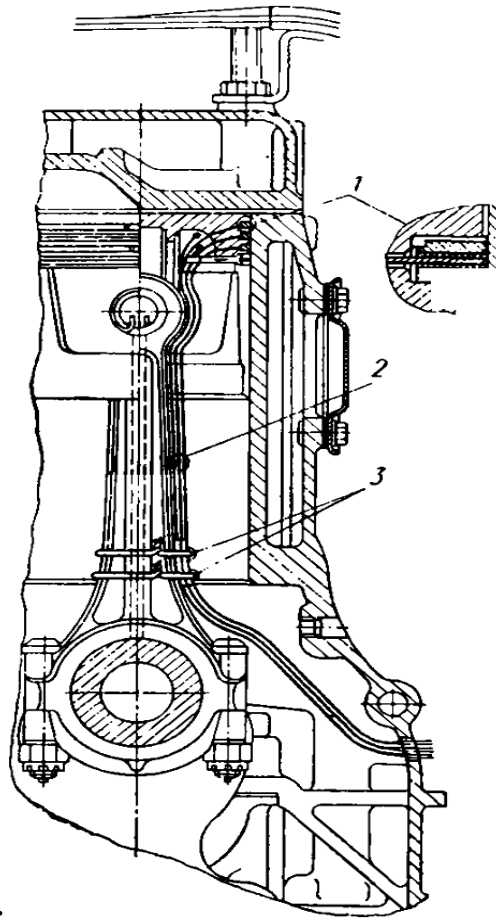


Рисунок 4.2 - Схема виведення струмознімальних проводів з поршневих кілець назовні двигуна:

1 - закладання дроту в кільці; 2 - струмознімальні дроти; 3 - кріплення дроту до шатуна

Типові осцилограми електричного опору масляної плівки під час руху поршня в аналізованих циліндрах представлені на рис. 4.3. З аналізу оброблених даних виявлено, що зазначена дисперсія є меншою в усіх режимах роботи двигуна для поєднання поршневого кільця з розкатаним циліндром, порівняно з поєднанням поршневого кільця з хонінгованим циліндром, що підтверджує більшу стабільність плівки у розкатаних циліндрах. Аналіз середнього арифметичного значення показує, що масляна плівка тонша в розкатаних циліндрах. На рис. 4.4 демонструється зміна ймовірності металевого контакту вздовж висоти циліндра, із якої видно, що ця ймовірність вища у хонінгованих циліндрах.

Зносостійкість аналізованих циліндрів двигунів визначалася на основі

змін глибини виїмок на циліндрах, які були нарізані та виміряні за допомогою приладу УПОІ-6. Зношуваність поршневих кілець визначалася шляхом їх зважування до і після випробувань.

Обкатка двигунів виконувалася протягом 60 мотогодин, тоді як тривалі випробування під умовно-експлуатаційним навантаженням тривали 325 мотогодин. Це включало 225 мотогодин з циклами холодних (швидкісних) етапів, що чергувалися кожні три нормальні етапи, та 100 мотогодин на режимах пуску та прогріву двигуна на холостому ході.

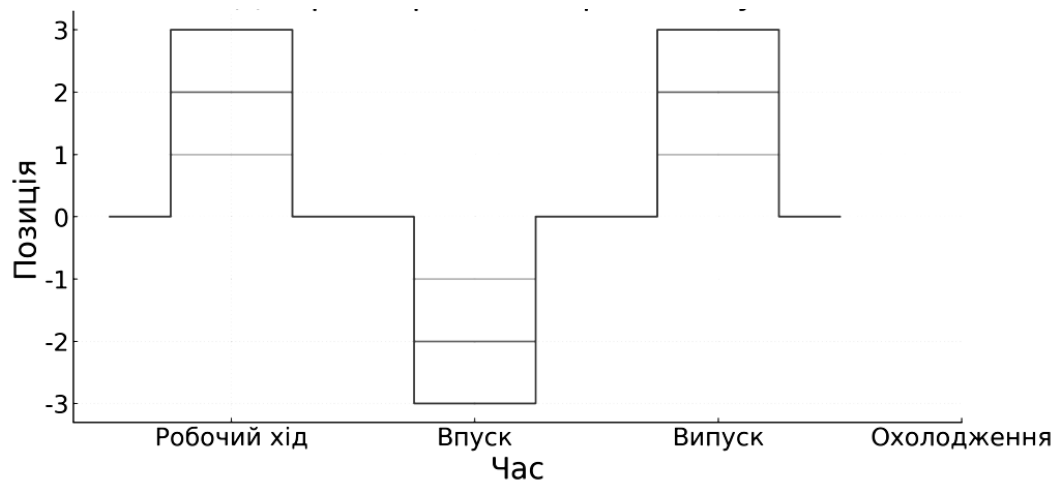


Рисунок 4.3 - Осцилограма запису опору масляної плівки

Таблиця 4.6 - Параметри зношування гільз циліндрів

Досліджувані циліндри	Середнє зношування	
	<i>мкм</i>	%
Розкатані Хонінговані брусками:	10,8	100
алмазними	11,1	104
абразивними	13,33	122

У табл. 4.6 наведено результати визначення зносу циліндрів методом вирізаних лунок. Зносостійкість розкатаних циліндрів за період випробувань виявилася дещо вищою за хонінговані.

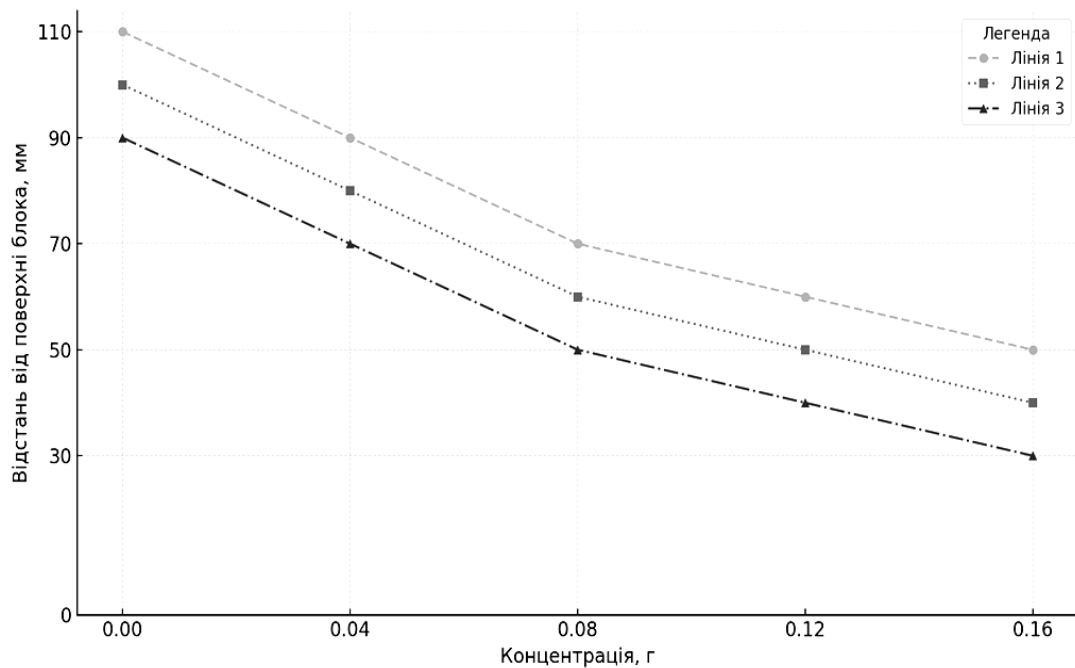


Рисунок 4.4 - Імовірність виникнення металевого контакту в досліджуваних циліндрах при такті стиснення: розкатані циліндри; хонінговані циліндри; 1 - 1200 об / хв-, 2 - 900 об / хв-, 3 - 600 об/хв

У табл. 4.7 наведено втрату ваги поршневих кілець за період випробувань. У кілець, які працюють у розкатаних циліндрах, ця втрата менша, ніж у кілець, які працюють у хонінгованих циліндрах.

Таблиця 4.7 - Параметри зношування поршневих кілець

Поршневі кілець	Знос, г середній по циліндрах	
	хонінгованих	розкатаних
1-є компресійне	0,645	0,53
2-ге	0,385	0,34
3-тє	0,28	0,25
4-тє маслознімне	0,38	0,235

Таблиця 4.8 - Середні значення зносу гільз циліндрів

Досліджувані циліндри	Зношування за 10 000 км пробігу	
	мм	%

Розкатані Хонінговані	0,026	100
брусками:		
алмазними	0,030	108
абразивними	0,029	107

П'ять дослідних двигунів були встановлені на автомобілі та піддані випробуванням. Знос циліндрів визначався шляхом мікрометрування перед збіркою двигуна та під час експлуатації. Діаметри циліндрів вимірювалися у восьми різних секціях через кожні 20 мм по висоті циліндра, як перпендикулярно, так і паралельно до площини колінчастого валу. Пробиги виконувались на дорогах загального користування з різними типами покриття. Режими руху автомобілів були звичайними та залежали від стану доріг і трафіку. Середній пробіг автомобілів становив від 25 до 30 тис. км. В таблиці 4.8 представлено середнє значення зносу циліндрів за час випробувань.

З аналізу отриманих даних було встановлено, що знос циліндрів, оброблених кульковою головкою, був трохи меншим порівняно з хонінгованими циліндрами. Розкатування циліндрів знижує швидкість їх зношування, причому навіть після зносу верхніх шарів металу ця швидкість залишається нижчою, ніж у хонінгованих циліндрів. Результати лабораторних, стендових та дорожньо-експлуатаційних випробувань показали хорошу узгодженість.

Розкочування кульками циліндрів автомобільних двигунів за зазначеним методом забезпечує точність і шорсткість поверхонь циліндрів відповідно до технічних умов і сприятливо впливає на їх твердість, структуру та змочуваність мастилом. Оптимальні параметри процесу розкатування були виявлені та забезпечили вищу зносостійкість розкатаних гільз циліндрів порівняно з тими, що були оброблені хонінгуванням, як абразивними, так і алмазними брусками.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз та розробка заходів для локалізації шкідливих виділень в проектованому цеху

Одним із необхідних умов здорового і високопродуктивного робочого процесу є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у виробничому приміщенні. Зменшення дії таких шкідливих виробничих факторів, як газів і парів, пилу, надлишкового тепла і вологи, створення сприятливого повітряного середовища є важливою задачею, котра повинна здійснюватися одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

На виробництві повітря рідко має нормальний склад, так як багато технологічних процесів супроводжуються виділенням тепла, газу, пилюки.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. По дії на людину вони поділяються на дві групи: неотруйні і отруйні.

Неотруйні речовини здійснюють тільки подразнюючу дію на слизові оболонки дихальних шляхів, шкіру, очі, практично не попадаючи в кровообіг, в наслідок поганої розчинності в біологічних умовах.

Отруйні речовини, добре розчинюються в біологічних умовах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. В результаті дії отруйних речовин в людини виникає хворобливий стан – отруєння, небезпека якого залежить від часу дії, концентрації і виду отрути.

Причинами виділення пилу на підприємствах машинобудування є: дроблення і розмелення, транспортування подрібненого матеріалу, механічної обробки матеріалів, відділення поверхні, та інше. Ці види пилоутворення є основними чи первинними. В умовах виробництва може виникати вторинне пилоутворення, наприклад, при прибиранні приміщень, русі людей.

Степінь шкідливої дії пилу на людину залежить від її концентрації, механічних властивостей, хімічного складу і розміру частинок.

Для неотруйної пилюки характерне подразнення поранення пилом слизових оболонок дихальних шляхів, що приводить до їх запалення, а при проникненні в легені до виникнення певних захворювань. До цього пилю відносять металічну абразивну, дерев'яну пилюку. Утворення цієї пилюки проходить при металообробці, прокатці і т.д. В результаті дії шкідливих речовин можуть виникати професійні захворювання.

Необхідний стан повітряного середовища може бути забезпечений виконанням певних міроприємств, до основних з яких відносяться:

1. механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне управління ними. Це міроприємство має велике значення для захисту від дії шкідливих речовин, особливо при виконанні тяжких робіт. Автоматизація процесів не тільки підвищує продуктивність, але й підвищує продуктивність праці, оскільки робітники виводяться із шкідливої зони.

2. застосування технологічних процесів і обладнання, які виключають появу шкідливих речовин чи попадання їх в робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і обладнання необхідно добиватися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин в повітря виробничих приміщень цього можна досягти, наприклад, заміною токсичних речовин нетоксичними переходом з твердого і рідкого палива на газоподібне, електричний і високочастотний нагрів. Велике значення для оздоровлення повітряного середовища має надійна герметизація обладнання, в якому знаходяться шкідливі речовини. Через нещільності в з'єднаннях, а також внаслідок газопроникності матеріалів проходить витікання газів, що знаходяться під тиском. При цьому кількість витікаючого газу залежить від його фізичних властивостей і площини нещільності і різниці тисків зовні і в середині обладнання.

3. захист від джерел теплових випромінювань.

4. пристрій вентиляції і опалення. Після проведення міроприємств по лінії удосконалення технологічного процесу і обладнання найбільш ефективним засобом боротьби із шкідливими речовинами, що залишилися теплом, вологою є вентиляція.

5. застосування засобів індивідуального захисту.

5.2 Розрахунок екранів для захисту від електромагнітних випромінювань

Ефективним методом захисту від електромагнітних випромінювань є установка екранів. Екранувати можна або саме джерело випромінювання, або робоче місце. Відбиваючі екрани роблять з алюмінію, сталі, міді і латуні. Результируюче поле, що одержується при складенні цих двох полів, дуже швидко зменшується в екрані, проникаючи в нього на незначну величину.

Порахуємо послаблення, що дає екран, і товщину екрану. Позначимо через P_0 і J_0 – потужність і щільність потоку потужності екрануючого випромінювання; P , J – потужність і щільність потоку потужності ослабленого випромінювання за екраном. Тоді послаблення випромінювання можна визначити за формулою:

$$L = 10 \lg \frac{P}{P_0} = 10 \ln \frac{J}{J_0}$$

Швидкість зменшення амплітуди падаючої хвилі по мірі її проникнення в середовище характеризує поняття глибини проникнення. Глибину проникнення визначають із виразу:

$$e^{-kz} = e^{-1}$$

Тобто $kz = 1$; $z = 1 / k$

Коефіцієнт

$$k = \sqrt{\frac{\omega \gamma \mu}{2}} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 9000 \cdot 4\pi \cdot 10^{-9} \cdot 10^3 \cdot 10^5}{2}} = 188,4 \text{ 1/см}$$

де γ – провідність 1/Ом·м;

μ – магнітна проникність, Ом·с/м = Г/м.

Отже глибина проникнення залежить від якостей середовища і від його частоти ω . Коли середовища сталь, то:

$$\text{частота} = 9 \text{ кГц}$$

$$\gamma = 10^5 \text{ 1/Ом}\cdot\text{см}$$

$$\mu_2 = \mu / \mu_0 = 10^3$$

Звідси глибина проникнення:

$$z = 1 / k = 0,005 \text{ см} = 0,05 \text{ мм}$$

На малій відстані 0,05 мм амплітуда падаючої хвилі E_a і M_a знизиться в 2,7 рази.

Виходячи із міцності екранів, вони повинні виготовлятися товщиною не менше 0,5 мм з листового матеріалу з високою електропровідністю. Екран повинен заземлятися.

5.3 Організація і порядок проведення робіт по знезараженню на об'єкті

Забезпечення безпеки людей і здійснення заходів по дезактивації і дезинфекції – складна задача, успішне вирішення якої можливе при умові організованого використання завчасно підготовлених сил і технічних засобів.

Всі заходи по захисту населення від засобів масового ураження в тому числі і заходів по знезараженню і ліквідації інших можливих наслідків нападу противника, організовують і проводять керівники (начальники цивільної оборони) підприємств.

Для проведення рятувальних і відновлювальних робіт в осередках масового ураження на об'єкті створюється формування цивільної оборони. Для цього на об'єкті створюються ланки знезараження, санітарно-обшивочні пункти, станції знезараження техніки, станції знезараження одягу.

Для контролю за якістю проведення робіт по знезараженню крім штатних сил і засобів можуть залучатися різні хімічні лабораторії (об'єктів, учбових, науково-дослідницьких інститутів та інших установ), які завчасно в мирний час

по планах штатів цивільної оборони забезпечуються всіма необхідними пристроями і реактивами. Проведення робіт по знезараженню можна умовно поділити на три етапи.

До робіт першого етапу відносяться роботи, що виконуються в індивідуальному порядку кожною людиною з метою знезараження уражених ділянок: тіла, одягу, взуття, особистого інструменту і оснащення. Ці роботи повинні усунути або максимально знизити небезпеку ураження людей і дати можливість продовжувати роботу або виконувати поставлені завдання.

Роботи другого етапу здійснюються особистим складом формувань цивільної оборони під керівництвом спеціалістів і проводиться в окремих ділянках і в тих заражених об'єктах, які представляють найбільшу небезпеку для людей.

Роботи третього етапу виконуються спеціальними формуваннями (частинами) з допомогою табельних технічних засобів і передбачають забезпечення повної дезактивації, дегазації і дезінфікації території споруд і будівель.

Подібна постановка загальні принципи знезараження повністю правильні. В реальних умовах підготовка, визначення об'єктів і послідовність проведення робіт по дезактивації, дегазації і дезінфікації повинні бути ґрунтовані на всебічному аналізі обставин з обов'язковим обліком можливості досягнення головної цілі – своєчасного забезпечення рятувальних і аварійно-відновлювальних робіт, що підлягають виконанню у першу чергу.

Організація і послідовність проведення робіт:

1. Знезаражені території, проїздів і проходів, необхідних для проведення рятувальних робіт, надання допомоги потерпілим, а також вивезення або виведення працівників, службовців і населення із небезпечних регіонів.

2. Знезараження ділянок місцевості і споруд для забезпечення успішної роботи формувань цивільної оборони і в першу чергу тих, які зайняті виконанням термінових аварійно-відновлювальних заходів, гасіння пожеж і надання медичної допомоги людям.

3. Знезараження території і обладнання найбільш важливих ділянок,

транспорту і зв'язку, а також території продовольчих і матеріальних сховищ джерел водопостачання і під'їзних шляхів до них.

4. Знезараження будівель, обладнання і майна адміністративних установ, відповідні роботи у житловому секторі.

Одночасно з послідовним проведенням вказаних заходів завжди проводиться знезараження машин і матеріальної частини формувань цивільної оборони, що приймали участь в роботах в зараженому регіоні індивідуальних засобів захисту працюючих людей та санітарна обробка особистого складу. Крім того, після виведення або вивезення населення із осередків ураження у випадку необхідності приймають міри по знезараженню одягу і санітарної обробки.

У випадку одночасного ураження радіоактивними і отруйними речовинами і бактеріальними засобами порядок і послідовність проведення способів знезараження наступні. Спочатку проводять дегазацію, яка одночасно виконує деякі функції дезинфікації і частково дезактивацію, а потім по мірі необхідності після дозиметричного контролю повну дезактивацію.

Дезактивації, дегазації і дезинфікації підлягають тільки обмежені і найбільш важливі ділянки території об'єкту.

Дезактивацію території можна проводити декількома способами.

Змиванням радіоактивних речовин водою проводять при дезактивації площ, вулиць і доріг з твердим покриттям. Цей спосіб найбільш зручний. Дезактивацію змиванням можна проводити поливно-миючими і пожежними машинами, мотопомпами, іншими засобами, що дозволяють оброблювати заражені поверхні направленим струменем води під тиском. Повнота дезактивації при цьому головним чином залежить від тиску водяного струменя. Чим більші витрати і вищий тиск під яким викидається струмінь води тим швидше і надійніше вилучаються радіоактивні речовини.

Зрізання і вилучення зараженого шару ґрунту (снігу) призводять до дезактивації ділянок місцевості і доріг без твердого покриття.

Оскільки процес зрізання зараженого ґрунту або снігу трудомісткий, то знезаражувати великі ділянки таким способом недоцільно. Застосовують цей

спосіб при устрої поїздів і проходів. Грунт зрізають на глибину 5...10 см, втоптаний сніг – 6 см, рихлий сніг – до 20 см. Після цього заражений грунт або сніг викидають вбік. При цьому для зниження рівня радіації у 5 разів ширина полоски, що дезактивується повинна складати 35 м, а для зниження рівня радіації у 10 разів – 90 м.

Роботи по зрізанню і вилученню зараженого шару можна з успіхом виконувати за допомогою бульдозерів, скреперів, грейдерів та інш. Найбільші ділянки доріг і проходів можна також дезактивувати в ручну лопатами.

Переорювання або перекопування ґрунту на ділянках місцевості обмежених розмірів без твердого покриття проводять наступним чином. Верхній заражений шар ґрунту товщиною 20см піднімають і перевертають зараженою стороною вниз для того, щоб закопати радіоактивні речовини і ізолювати їх нижнім незараженим шаром землі. Переорюють тракторами з плугами, а перекопують лопатами на невеликих ділянках і тільки у випадку крайньої необхідності, засипку (ізоляцію) зараженої поверхні шаром незараженого ґрунту або матеріалу проводять для проходів і поїздів. При цьому із землі, піску, щебеню та інших незаражених речовин створюють щільний шар ізолюючого матеріалу рекомендується зволожувати водою. Незаражені матеріали підвозять на автомашинах самоскидах і деяких видах землерийних та інших машинах.

Вилучення радіоактивних речовин вимітанням застосовують тільки для дезактивації твердих і відносно гладких поверхонь. Цю операцію здійснюють підметально-прибиральними машинами та вручну (мітлами, віниками). Такий спосіб не можна широко застосовувати, оскільки радіоактивні речовини вилучаються не повністю і при цьому створюється велика кількість пилу. Основні способи дезинфекції та дегазації території – хімічні і механічні. На ізольованих і віддалених ділянках не в заселених місцях заражену територію можна залишити для природної дегазації і дезінфікації, при якій отруйні речовини або бактеріологічні засоби розпадаються і знищуються в результаті впливу сонячної радіації, вологи та інших метеорологічних факторів.

При дегазації і дезінфікації території застосовують наступні хімічні

засоби.

Дегазацію і дезинфікацію поливанням дегазуючими речовинами виконують авторозливними станціями, поливно-миючими машинами рівномірно розбризкуючи дегазуючі розчини.

Для дегазації площ, вуличних покриттів, доріг і ділянок місцевості заражених отруйними речовинами типу іприт і 2-х в'язкими рецептурами, використовують водні суспензії хлорного вапна і дегазуючих засобів при температурі не нижче +50С. Якщо територія заражена отруйними речовинами типу зарін, то крім водної суспензії, хлорною ванною і дегазуючих засобів при температурі -50С і вище застосовують 10% і водні розчини їдкого натрію (калію), сірчаного натрію і 10 – 12% - го розчину аміаку, а при температурі нижче -50С для ділянок місцевості без снігового покриву, або з вкатым снігом 20 – 25% аміачну воду.

Для дезактивації території застосовують в основному аналогічні розчини. Для руйнування токсинів найбільш ефективні розчини лугів і сірчаного натрію.

При дегазації території необхідно враховувати, що суспензії і розчини забезпечують головним чином поверхневу дегазацію, тобто розчиняють тільки ті отруйні речовини, які знаходяться на зовнішніх шарах поверхні, що обробляються, а отруйні речовини, що потрапили у глибинні шари повному знешкодженню не підлягають.

Тому, безпосередньо після закінчення дегазації вибухається лише небезпека ураження людей краплерідинними отруйними речовинами в той час, як небезпека ураження парами отруйних речовин, що сподіваються, внаслідок випаровування частини отруйних речовин, що поглинулися зберігається ще на протязі 1...2 год, а інколи і більше. Тому знаходитись в той час на продегазованій території без протигаза не рекомендується.

Дегазацію розсіванням сипучих дегазуючих речовин виконують на автомашинах обладнаних пристроями ПДП – 53, сільськогосподарських розкидачів типу РПТМ – 2,0, піскорозкидувачами, самоскидах, а на території малих розмірів вручну (лопатами). Для дегазації території і ділянок місцевості заражених отруйними речовинами (ОР) типу іприт та їх в'язкими рецептурами

в якості основних дегазуючих речовин при температурі не нижче 5 0С застосовують хлорне вапно і ДТС ГК.

ВИСНОВКИ

Загально-технічний розділ кваліфікаційної роботи містить інформацію по результатах проведеного огляду технічної та патентної літератури, щодо існуючих конструкцій гальмівних систем вантажних автомобілів. По результатах аналізу конструктивних особливостей автомобіля MAN TGX 2009 та умов його експлуатації, в якості об'єкту для проектування гальмівної системи з використанням пружинного енергоаккумулятора. Для вибраної конструкції гальмівної системи запропоновано енергоефективний тип гальмівного механізму з метою її вдосконалення.

Використання пружинних енергоаккумуляторів в конструкціях гальмівних камер є одним з найбільш перспективних напрямків по застосуванню гальмівних систем для важко навантажених автомобілів. Серед основних переваг пружинного енергоаккумулятора можна відмітити більш ефективну роботу гальмівних камер по забезпеченню рівномірного розподілу зусилля гальмування між колесами автомобіля, що позначається на кращій його керованості та суттєво знижує інтенсивність зношування поверхонь тертя гальмівних колодок.

Технологічний розділ містить результати проведених розрахунків по тягових, динамічних та силових характеристиках основних робочих вузлів та агрегатів автомобіля MAN TGX 2009. Даний комплекс розрахунків є необхідним та важливим етапом при проектуванні автомобіля, вибору режимів експлуатації з метою забезпечення необхідної тягової та силової здатності при ефективних техніко-економічних показниках. Правильність проведених розрахунків в подальшому підтверджена одержаними загальними характеристиками експлуатаційної надійності даного автомобіля.

Конструкторський розділ містить результати робіт з метою вдосконалення елементів конструкції з точки зору їх технологічності основних деталей та робочих вузлів пружинного енергоаккумулятора вибраної системи гальмування для даного автомобіля. В результаті проведених розрахунків визначено параметри жорсткості та енергоємності робочої пружини, які забезпечують необхідне гальмівне зусилля. При стисненні пружини

накопичується необхідна енергія, яка в подальшому звільняється при роботі гальмівної системи автомобіля.

Тривала експлуатація автомобіля MAN TGX 2009 підтвердила високу ефективність та безпеку роботи його гальмівної системи, в конструкції якої використано пружинний енергоакумулятор, завдяки скорочення моменту між натисканням педалі та початком процесу гальмування, підсиленню гальмівного зусилля та його рівномірному розподілу між колесами. Спрощено також основні етапи технологічного процесу по обслуговуванню системи гальмування автомобіля.

У науково-дослідному розділі запропонована технологія підвищення зносостійкості поверхонь тертя гільз циліндрів двигунів методом розкатування. Приведена схема розкатування та силові параметри обробки поверхонь. Одержано експериментальні дані по впливу режимів розкатування на інтенсивність зношування оброблюваних поверхонь.

У розділі охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Виявлені чинники дозволили сформулювати комплекс заходів організаційного характеру, вкладених у їх нейтралізацію чи зниження рівня на робочих. Також зниження рівня впливу низки небезпечних і шкідливих виробничих чинників було підібрано засоби індивідуального захисту робочих.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

11. 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.