Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)
Інженерії машин, споруд та технологій
(назва факультету)
Автомобілів
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

Магістр
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: ***Проект дільниці ремонтного цеху для діагностики та ремонту головної передачі 2402800-01 та задньої підвіски 29120 вантажного автомобіля ГАЗ-3302 з дослідженням надійності та довговічності***

Виконав: студент VI курсу, групи МАм–62
спеціальності
274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)
Сарахман О.П.
(прізвище та ініціали)

Керівник Тесля В.О.
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Левкович М.Г
(прізвище та ініціали)

Рецензент
(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2019

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра Автомобілів

Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр

Напрям підготовки
(шифр і назва)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри *д.т.н., доц., О.Л.Ляшук*

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Сарахман Олександр Петрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Проект дільниці ремонтного цеху для діагностики та ремонту головної передачі 2402800-01 та задньої підвіски 29120 вантажного автомобіля ГАЗ-3302 з дослідженням надійності та довговічності*

Керівник роботи *Тесля Володимир Олегович к.т.н.*
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «16» вересня 2019 року № 4/7 – 810

2. Термін подання студентом роботи

3. Вихідні дані до роботи *Марка автомобіля ГАЗ-3302, базовий технологічний процес ремонту головної передачі*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Загально-технічний розділ. Технологічний розділ. Конструкторський розділ. Спеціальний розділ. Науково-дослідний розділ. Проектний розділ. Обгрунтування економічної ефективності. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Екологія.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Зовнішній вигляд автомобіля ГАЗ-3302 (1 А1), Розрахунок автомобіля (1 А1)
Аналіз головних передач (1 А1), Головна передача (1 А1)
Карти ескізів технологічного процесу (1 А1) Шестерня ведуча (1 А2) Диференціал (1 А1)
Аналіз підвісок (1 А1). Підвіска задня(1 А1) Амортизатор (1 А1)

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Обгрунтування економічної ефективності	*доцент Гудь В.З.*		
Спеціальний розділ	*доцент Ляшук О.Л.*		
Охорони праці	*доцент Ткаченко І.Г.*		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	*ст. викладача Клепчика В.М.*		
Екологія	*доцент Лясота О.М.*		

7. Дата видачі завдання 08.10.2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	*Загально-технічний розділ*	*15.10.19р.*	
2	*Технологічний розділ*	*22.10.19 р.*	
3	*Конструкторський розділ*	*28.10.19 р.*	
4	*Спеціальний розділ*	*04.11.19 р.*	
5	*Науково-дослідний розділ*	*11.11.19 р.*	
6	*Проектний розділ*	*15.11.19 р.*	
7	*Обґрунтування економічної ефективності*	*27.11.19 р.*	
8	*Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуація*	*04.12.19 р.*	
9	*Екологія.*	*11.12.19 р.*	
10	*Графічна частина*	*18.12.19 р.*	

Студент _____ *Сарахман О.П.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ *Тесля В.О.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Об’єкт дослідження – головна передача, підвіска вантажного автомобіля 3-го класу.

В ході дипломного проектування були проаналізовані вантажопасажирські автомобіля 3-го класу. В ході проектування виходячи з заданих параметрів проектованої вантажівки був проведений розрахунок головної передачі.

В якості підвіски ведучого моста автомобіля була розроблена ресорна підвіска з додатковим пружним елементом для вдосконалення її характеристики.

За результатами розрахунків розроблені складальні креслення головної передачі та задньої підвіски для вантажного автомобіля 3-го класу.

ЗМІСТ

Вступ ……..……... 7
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ ……..……. 8
1.1 Аналіз конструкцій ведучих мостів …… 8
1.2 Аналіз конструкцій агрегатів ведучого мосту ……..... 10
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ ……..…….…..... 20
2.1 Аналіз і обґрунтування параметрів автомобіля ……..... 20
2.2 Функціональний розрахунок головної передачі ……. 31
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ ……...…….. 47
3.1 Аналіз підвісок ведучих мостів вантажних автомобілів ……. 47
3.2 Класифікація підвісок ……... 47
4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА ……..…….. 55
4.1 Інтеграція систем ……..……..…….. 55
4.2 Огляд сучасних програмних продуктів для можливого проектування технологічного забезпечення процесу ремонту деталей ……. 60
5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ...……..…..……... 63
5.1 Аналіз останніх досліджень і публікацій ……...…… 63
6 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ ……...….. 68
6.1 Обґрунтування виробничої програми ремонту …… 68
6.2 Визначення типу виробництва й розрахунки трудомісткості по видах робіт ……... 68
6.3 Визначення необхідної кількості встаткування ……..... 68
6.4 Визначення кількості робітників ……..... 69
7 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ…….. 71
7.1 Вихідні дані ……..... 71
7.2 Розрахунок економічного ефекту від виготовлення автомобіля ……. 72
7.3 Розрахунок загального економічного ефекту від проектування нового автомобіля ……... 75

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. 77
8.1 Вихідні дані …… 77
8.2 Засоби захисту робітника від пошкодження стружкою …… 77
8.3 Техніка безпеки на автомобільному транспорті …….. 77
8.4 Промислова санітарія …… 78
8.5 Пожежна безпека …… 81
9 ЕКОЛОГІЯ ……. 82
9.1 Актуальність проблем екології в охороні навколишнього середовища 82
9.2 Заходи по охороні навколишнього середовища ……. 84
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ……..…… 87
БІБЛІОГРАФІЯ …… 88

ВСТУП

Метою роботи є покращення динаміки автомобіля, шляхом розробки ведучого моста та розробка конструкції задньої підвіски для автомобіля 3-го класу.

При проектуванні підвіски сучасного автомобіля повинен бути вирішений цілий комплекс тісно зв'язаних між собою питань. Критеріями конструктивної досконалості підвіски є: необхідна плавність ходу, стійкість руху, керованість автомобіля, а також висока довговічність всіх деталей підвіски, ходової частини і шин.

Підвіска автомобіля забезпечує пружний зв'язок рами або кузова з мостами і колесами, пом'якшує удари, які сприймаються ними, а також поштовхи під час їзди по нерівностях дороги. Робота підвіски ґрунтується на перетворенні енергії удару у разі наїзду колеса на нерівність дороги в переміщення пружного елементу підвіски, внаслідок чого сила удару, що передається на кузов, зменшується і підвищується плавність ходу автомобіля.

При проектуванні підвіски автомобіля необхідно вирішити три основні задачі:

- вибрати оптимальні характеристики пружних елементів, амортизацій, стабілізаторів і спрямовуючих пристроїв;

- визначити найраціональніші конструктивні форми і розміри всіх вузлів і деталей підвіски;

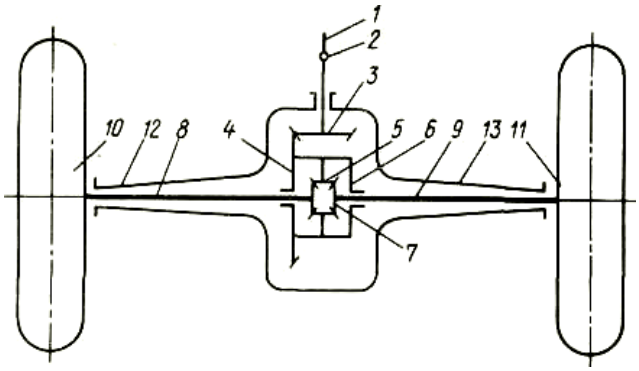
- забезпечити вимоги, що поліпшують надійність і довговічність деталей підвіски.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз конструкцій ведучих мостів

1.1.1 Аналіз вимог до ведучих мостів

Ведучим мостом є несуча конструкція, що пружно сполучає несучий кузов (раму) автомобіля з провідними колесами, в якій розташовані механізми трансмісії, що передають крутний момент від карданного валу або коробки передач (у разі відсутності карданного валу) до ведучих коліс автомобіля. Ведучий міст вантажівки (рис.1.1) звичайно має бути жорстким:



1 - карданний вал; 2 - карданний шарнір; 3 – ведуча конічна шестерня; 4- відома конічна шестерня; 5 - сателіт; 6 - корпус диференціала; 7 - шестерня напівосі; 8 і 9 - напівосі; 10 і 11 - ведучі колеса; 12 і 13 – рукави.

Рисунок 1.1- Схема ведучого мосту

Цільний або складовий картер, в якому розміщуються механізми передачі моста, частіше всього - головна передача, диференціал і напівосі.

Кінці картера ведучого моста забезпечують цапфами для кріплення ведучих коліс і гальмівних механізмів. Головна передача збільшує той, крутний момент, сприйманий від карданного валу, в постійне число раз і звичайно змінює напрям його передачі по відношенню до осі обертання валу з подовжнього на поперечне (при класичній схемі приводу).

Диференціал розподіляє момент по напівосях і одночасно допускає відносне обертання коліс, наприклад, при повороті автомобіля, коли вони

котяться по дугах неоднакових радіусів.

На рис. 1.1 показана схема ведучого моста. Крутний момент карданного валу 1 через шарнір 2 передається на конічну шестерню 3, що знаходиться в зачепленні із зубчатим колесом. Шестерні 3 і 4 утворюють головну передачу. З відомої шестерні крутний момент передається на корпус диференціала 6, звідки через конічні шестерні диференціала (ведуча 5 і відома 7) передається на напівосі 8 і 9, безпосередньо пов'язані з ведучими колесами 10 і 11.

Всі механізми ведучого мосту укладені в єдиному картері головної передачі і ведучого мосту.

До ведучого моста пред'являються наступні вимоги:

- передача крутного моменту від карданного валу (або вихідного валу коробки передач в комбінованих агрегатах трансмісії) до ведучих коліс автомобіля;

- збільшення крутного моменту в постійному (при одношвидкісній головній передачі) або змінному (при двух- і трьохшвидкісних головних передачах) відношенні, визначуваному з динамічного розрахунку автомобіля;

- передача сил інерції кузова до коліс і реакцій опорної поверхні від коліс до кузова так, щоб вертикальні сили сприймалися пружними елементами, а подовжні і поперечні сили - спрямовуючими підвіски автомобіля.

Залежно від того, до якого з мостів автомобіля передається крутний момент, розрізняють наступні ведучі мости: передні і задні (в двовісних автомобілях); передні, проміжні і задні (в тривісних автомобілях).

Основними елементами ведучого мосту є механізми, що передають крутний момент від двигуна до ведучих коліс (передача, диференціал, напівосі і маточини); несуча система, що сприймає вертикальні, подовжні і поперечні сили, що викликаються дією на транспортний засіб, як опорної поверхні, так і інерційних мас кузова і вантажу.

Вертикальні сили сприймаються пружними елементами, а подовжні і поперечні сили - жорсткими спрямовуючими елементами підвіски.

Залежно від виду конструктивного зв'язку ведучих коліс з шасії розрізняють жорсткі (із залежною підвіскою коліс) і шарнірні (з незалежною підвіскою коліс) ведучі мости. Загальною властивістю жорстких мостів є те, що вони не мають

безпосереднього зв'язку з рамою (виняток становлять сільськогосподарські тракторы, в яких не передбачено підресорювання передніх коліс і міст не виділений в окремий агрегат, а з'єднаний з корпусом).

Ведучий міст разом з головною передачею, диференціалом і напівосями повинен задовольняти наступним вимогам:

1. Забезпечувати передавальне число, відповідне оптимальним тяговим якостям.
2. Плавно передавати крутний момент до ведучих коліс з високим коефіцієнтом корисної дії.
3. забезпечувати низький рівень шуму.
4. Володіти оборотністю і забезпечувати високий КПД при русі накатом.
5. Мати невеликі габаритні розміри для здійснення простої компоновки і забезпечення необхідного дорожнього просвіту.
6. Володіти достатніми міцністю і жорсткістю при мінімальній масі.

1.2 Аналіз конструкцій агрегатів ведучого мосту

1.2.1 Аналіз конструкцій головних передач

Одноступінчата або багатоступінчата передача моста служить для збільшення моменту двигуна, перетвореного в коробці передач, що крутить, а також для передачі цього моменту на ті, що ведуть колеса автомобіля.

Зубчаті колеса передачі моста працюють в значно більш скрутних умовах, ніж зубчаті колеса коробки передач, оскільки вони завжди

знаходяться під навантаженням при русі автомобіля. При розгоні автомобіля на низькій передачі передача моста працює на малій частоті обертання, але проте на неї діють значні сили, що пред'являє підвищені вимоги до її міцності.

Основними критеріями класифікації передач моста є число ступенів, число знижуючих ступенів, тип передачі і взаємне положення зубчатих коліс, що використовуються в ній.

Згідно числу ступенів, що беруть участь в передачі крутного моменту, можна виділити наступні передачі моста:

- одноступінчаті, в яких перетворення крутного моменту здійснюється за допомогою одного ступеня, виконаній гущавині всього у вигляді однієї знижуючої передачі ;

- двохступінчаті, в яких передача крутного моменту здійснюється за допомогою двох ступенів, виконаних частіше всього у вигляді двох знижуючих передач;

- багатоступінчаті, в яких передача крутного моменту, здійснюється за допомогою декількох (більше, ніж двох) ступенів (частіше всього трьох знижуючих передач).

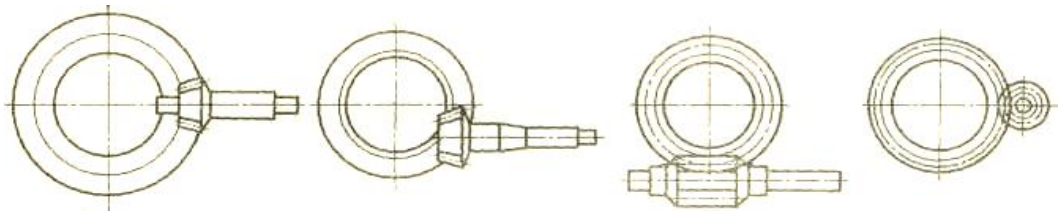
Слід зазначити, що прийняте у вказаних визначеннях число знижуючих ступенів нерівнозначне загальному числу ступенів, що становлять проміжні елементи багатоступінчатої передачі, наприклад, в деяких конструкціях проміжного ведучого моста трьохосних автомобілів один із ступенів (циліндрова) може мати передавальне число, рівне одиниці. Це робиться для того, щоб мати нагоду передати крутний момент на розташовану нижче ведучу конічну або гіпоідну шестерню проміжного моста, а також одержати вихід до головної передачі заднього моста.

Одноступінчата передача може бути виконана на базі спірально-конічної, гепоїдної, черв'ячної або циліндрової передачі (рис. 1.2).

В двохступінчатій передачі перший ступінь зазвичай утворюють за допомогою конічної або гепоїдної передачі, а другу - циліндрової, шевронної або планетарної.

У окремих конструкціях двохступінчатих передач перший ступінь виконаний у вигляді черв'ячної передачі (другий ступінь - у вигляді циліндрової передачі) або циліндрової (другий ступінь - у вигляді конічної передачі).

Двохступінчаті передачі можуть бути виконані: одношвидкісними, тобто мають одне значення передавального числа, або двохшвидкісними, тобто мають два значення передавального числа.



а) б) в) г)

а - конічна; б - гепоїдна; в - черв'ячна; г - циліндрова

Рисунок 1.2 – Види головних передач ведучого моста:

Одноступінчаті головні передачі.

Конічні головні передачі широко використовуються у вантажних автомобілях і спеціальних транспортних засобах, а також в автобусах. Зазвичай використовують конічні головні передачі з прямим кутом між осями, проте в деяких автомобілях (особливо в автобусах із заднім розташуванням двигуна) застосовують конічні передачі з нерівним кутом між осями.

Конічна передача може бути виконана за допомогою конічних коліс, що мають лінію зуба у вигляді кола, дуг евольвенти, дуг.

Конічна передача з криволінійними зубами дозволяє виконати вимоги по міцності і кінематиці. Вона може застосовуватися у вантажних автомобілях, автобусах і в значній частині легкових автомобілів. До основних переваг конічної передачі можна віднести можливість шліфування зубів на високопродуктивних верстатах і наявність локалізованої площини контакту, що робить їх менш чутливими до неточностей взаємного положення коліс.

Значно рідше застосовують конічні передачі із зачепленням по дузі евольвенти. Конічні колеса з евольвентними зубами у виготовленні простіше, ніж конічні колеса з круговими зубами, але мають більше недоліків (неможливість шліфування зубів і вибору кута нахилу зуба, оскільки цей кут однозначно визначається числом зубів, модулем, кутом конуса і шириною зубчатого вінця).

Основним недоліком конічних передач з криволінійним зубом є значні осьові сили, що змінюють свій напрям при зміні напряму обертання шестерень.

Правильно сконструйована конічна головна передача повинна мати максимально досяжну жорсткість зубчатих коліс і їх опор в картері передачі, просте регулювання положення зубчатих коліс, дозволяючи добитися ефективної

взаємодії їх, а також усунення в конічних підшипниках (у разі їх вживання) осьових зазорів виникаючих по мірі зносу підшипників.

Різновидом конічної передачі є гепоїдна передача що відносяться до передач з осями, що схрещуються. Що стосується їх властивостей, то вони є проміжними в порівнянні з конічними і черв'ячними передачами. При правильному конструюванні гепоїдної передачі можна добитися оптимального поєднання якостей як черв'ячних, так і простих конічних передач.

Характерними властивостями гепоїдних передач є наступні:

- менш шумна робота в порівнянні з простими конічними передачами, проте більш шумна в порівнянні з черв'ячними передачами;

- КПД вище, ніж у черв'ячних передач, і дещо нижче, ніж у простих конічних;

- при однаковій міцності розміри гепоїдної передачі менше ніж у простої конічної і черв'ячної передачі;

- можливість досягнення більш низького положення кузова і унаслідок цього зменшення висоти центру ваги автомобіля при звичному для автомобільних гепоїдних передач положенні ведучої шестерні. Крім того, відпадає необхідність у виконанні тунелю карданного валу в підлозі кузова. Зменшення висоти центру ваги автомобіля підвищує його стійкість і дозволяє підвищити середню швидкість руху;

- можливість більш простого підведення приводу до ведучих коліс в багатовісних автомобілях.

Черв'ячні головні передачі.

Характерною конструктивною особливістю черв'ячної передачі є те, що осі черв'яка і черв'ячного колеса перпендикулярні один одному і не лежать в одній площині.

Передавальне число черв'ячної передачі, виражене відношенням частоти обертання черв'ячного колеса до частоти обертання черв'яка, рівне відношенню числа зубів черв'ячного колеса до числа заходів черв'яка.

Черв'ячні передачі відрізняють наступні переваги:

- малі габарити і маса при великому передавальному числі передачі;

- мала шумність і висока плавність роботи, що обумовлюється подовжнім ковзанням зубів. Внаслідок цього динамічні навантаження, що викликаються погрішностями виготовлення, в черв'ячній передачі значно менше ніж в конічній передачі (в рівних умовах експлуатації і при тій же точності виготовлення);

- можливість зниження карданного валу при розміщенні черв'яка знизу.

Двохступінчаті головні передачі.

Двохступінчату головну передачу можна застосовувати для збільшення дорожнього просвіту під провідним мостом і в цілях створення прохідного моста у багатовісних автомобілях.

Двохступінчата передача складається з двох знижуючих передач, встановлених послідовно (що беруть участь в передачі крутного моменту, від карданного валу до ведучих коліс автомобіля), і в результаті загальне передавальне число рівне твору передавальних чисел обох знижених передач. Завдяки цьому просто одержати великі знижуючі передавальні числа, необхідні для створення достатньо великої сили тяги на колесах. Слід підкреслити, що кожна двохступінчата передача є одношвидкісною, оскільки вона забезпечує тільки одне знижуюче передавальне число.

Частіше за все двохступінчату передачу застосовують у вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності, середніх і великих автобусах, спеціальних автомобілях, створених на базі агрегатів вантажних автомобілів середньої і великої вантажопідйомності.

При розподілі загального передавального числа двохступінчатих передач по окремих зубчатих парах слід керуватися наступними залежностями:

- передавальне число передачі, що передає крутний момент безпосередньо до коліс (через диференціал або після диференціала) повинне бути по можливості великим;

- передавальне число конічної або гепоїдної першої ступені повинне бути по можливості малим.

Двохступінчаті передачі по конструктивній схемі можна розділити на дві основні групи: передачі, розташовані в середній частині моста (ув'язнені в одному картері), і передачі, що рознесли (одноступінчата головна передача

розташовується в середній частині моста і окремо розміщується пов'язаний з нею привід коліс).

1.2.2 Аналіз конструкцій диференціала

Залежно від призначення розрізняють диференціали: міжколісні, міжосьові і міжбортові. По конструктивній схемі диференціали діляться на прості і складні, а також симетричні і несиметричні. Враховуючи ступінь автоматизації диференціалів, можна виділити диференціали без блокування, з примусовим блокуванням, що включається водієм, і що самоблокуються. По конструкції диференціали можна розділити на диференціали малого тертя (конічні і циліндрові), диференціали підвищеного тертя (з дисками тертя, кулачкові, із зубчатими колесами), диференціали з гідравлічним опором, пульсуючі диференціали (із змінним передавальним числом), що відключають механізми (з односторонніми муфтами), диференціали, що самоблокуються (за допомогою багатодискових муфт вільного ходу або гідравлічної муфти з в'язкою рідиною).

Основні вимоги, які пред'являють до автомобільних диференціалів, зводяться до наступного.

1. Кінематичні властивості диференціала не повинні порушувати закономірностей каченя ведучих коліс при криволінійному русі автомобіля.

2. Автомобіль повинен відрізнятися легкою керованістю. Сила тертя, що виникає усередині механізму, викликає стабілізуючий момент на колесах, для подолання якого необхідно прикладати до керованих коліс деяку силу, і чим ця сила менше, тим легше управляти автомобілем.

3. Диференціал повинен мати постійний механічний КПД.

4. Конструкція диференціала повинна бути простою і прийнятною для масового виробництва.

5. Інтенсивність зношування елементів диференціала повинна бути малою.

1.2.3 Аналіз конструкцій напівосей ведучих мостів

Напівосі служать для передачі крутного моменту, від головної передачі і диференціала до ведучих коліс автомобіля і, отже, є провідними валами. Частіше за все на кінцях напівосей з боку диференціала знаходяться напі-восьові шестерні,

закріплені на шліцах рухомо в осьовому напрямі, а іноді становлячи одне ціле з напівосями. Кінці напівосей з боку ведучих коліс можуть бути закріплені в маточинах коліс за допомогою фланців, що становлять одне ціле з напівосями або сполучених з кінцями напівосей за допомогою шліців або шпонок. При передньому приводі кінці напівосей можуть також передавати той, крутний момент до приводів коліс або до шарнірів.

На рис. 1.3. показані схеми напівосей автомобіля. Залежно від конструкції маточини колеса, способу розташування підшипників, конструкції картера провідного моста і внутрішнього кінця напівосі відбувається часткове або повне навантаження напівосі діючими згинаючими моментами (крутний момент передається напівосями незалежно від вказаних вище обставин). Розрізняються наступні три основні типи напівосей:

- напіврозвантажені напівосі, тобто такі, які, окрім крутного моменту, повністю передають згинаючий момент від сил, діючих на колесо

(рис. 1.3, а);

- розвантажені на 75% напівосі, які окрім крутного моменту, передають частину згинаючого моменту, діючого на той, що веде міст (рис. 1.3, б);

- розвантажені напівосі, які працюють тільки під дією крутного моменту, і не передають ніяких згинаючих моментів (рис. 1.3, в, г).

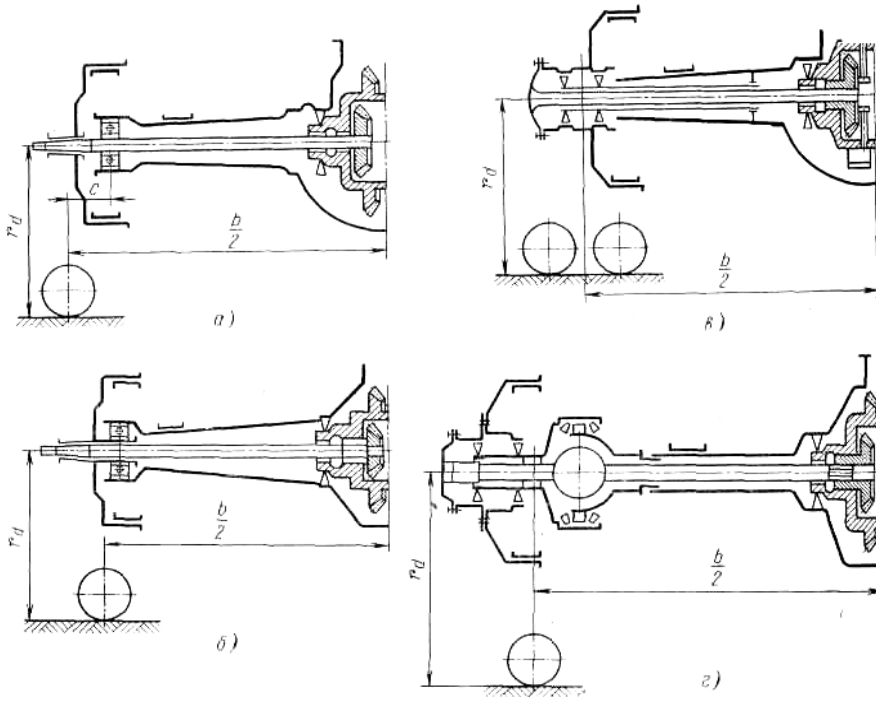


Рисунок 1.3- Схеми напівосей жорсткого ведучого моста

1.2.4 Аналіз конструкцій балок ведучих мостів

Балки ведучих мостів виконують наступні функції:

- закривають і забезпечують нормальну роботу розташованих всередині механізмів (передача моста, диференціал, напівосі);

- передають вертикальні навантаження, діючі на ведучі колеса автомобіля;

- передають на раму автомобіля або на несучий кузов тягові і гальмівні сили, діючі по колу ведучих коліс, і сприймають реактивні моменти, що виникають при передачі крутного моменту, і гальмуванні.

Таким чином, балка ведучого мосту повинна мати достатню міцність для передачі згаданих навантажень. Для нормальної роботи балка ведучого моста, особливо її середня частина, де розташована головна передача, повинна мати таку жорсткість, щоб постійно зберігалося взаємне розташування зубчатих коліс.

Жорсткість балки провідного моста залежить від різних чинників, головним чином конструкторсько-технологічних.

Балки ведучих мостів повинні:

- надійно захищати від попадання води і бруду і від пошкодження агрегати трансмісії;

- володіти високою жорсткістю, для того, щоб забезпечити нормальну роботу і не припуститися значних згинаючих моментів в напівосях;

- при мінімальній масі володіти достатньою міцністю і довговічністю в межах терміну служби автомобіля;

- забезпечувати достатній дорожній просвіт;

- забезпечувати доступ для обслуговування і ремонту агрегатів, що знаходяться в балці моста;

- володіти технологічністю.

Балки ведучих мостів зазвичай мають один (монолітні), два або три елементи. Причому під поняттям елемент розуміються такі частини балки, які прикріпляються болтами і можуть від'єднуватися. Балки бувають зварні, клепані і литі або комбіновані (наприклад, штампозварні), причому спосіб виготовлення залежить від технологічних можливостей заводу і призначення конструкції.

Монолітна балка складається з єдиного литого картера головної передачі і диференціала, в цю балку запресовуються дві труби (що містять напівосі),

виконуючі роль несучих елементів. В задній частині балки є отвір, що дозволяє вставити головну передачу і диференціал. Цей отвір після збірки закривається кришкою, що виштамповується з листа.

Монолітна балка моста економічна у виготовленні і може бути застосована для різних транспортних засобів після заміни труб і напівосей.

Балка моста типу банджо має самостійний картер головної передачі, який кріпиться до фланця великого отвору в середній частині балки моста.

Оскільки відстань між опорами підшипників диференціала обмежена діаметром отвору балки моста, то це також обмежує величину ребер жорсткості між картером головної передачі і опорами підшипників диференціала, у зв'язку з чим складно одержати необхідну жорсткість балки.

В цій конструкції картер головної передачі навантажений тільки силами зачеплення, тоді як рукав напівосі сприймає вагу транспортного засобу і сили, виникаючі при його русі. Попередній натяг підшипників диференціала і зазор в головній передачі регулюються внутрішніми гайками в опорах підшипників. Частіше за все балка типу банджо має дві частини, що виштамповують з листа і зварені між собою в подовжній або поперечній площині симетрії моста. Балки можуть також штампуватися з одного листа Іноді до балки приварюються підсилювальні кільця. Важкі балки можуть також відлити із сталі. Коли монолітна балка має складну форму, її збирають з декількох штампованих деталей. В цьому випадку балка складається з монолітної балки і трубчастих підсилювачів, які приварюються до балки або мають різьбове з'єднання з нею.

Балка типу спліт складається з більшого числа елементів, сполучених між собою в одне конструктивне ціле за допомогою болтів. Хоча такі балки важкі, але порівняно дешеві завдяки простоті виготовлення складових елементів, відлитих, наприклад, із сталі і насправді є напівбалками. Основною частиною одного з напівкартерів є картер головної передачі і диференціала. Як в картері головної передачі, так і в її кришці є опори для підшипників кочення.

Для збільшення жорсткості на балках передбачаються ребра. Герметичність з'єднання обох частин забезпечується прокладками. Правильно виконані балки мають вид запресованих і приклепаних кожухів, усередині яких знаходяться напівосі.

Основою трьохелементної балки є середня частина, в якій знаходяться ведуча і відома шестерні головної передачі і корпус диференціала. До неї кріпляться два трубчасті картери з розширеними кінцями, в яких встановлені підшипники диференціала. Але технологічно така конструкція складна, що позначається при виготовленні і експлуатації її. У зв'язку з цим такий тип балки застосовується рідко.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз і обґрунтування параметрів автомобіля

2.1.1 Аналіз автомобілів аналогів

Дані по вітчизняним і закордонним аналогам приймаємо по довіднику НИИАТ. Для вибору найближчих аналогів установимо наступні критерії, яким вони повинні відповідати:

1. Тип АТЗ – вантажівка.
2. Клас – 3-й.
3. грузопід'ємність-3 т.
4. Пасажиро місткість – 5 чол.

Основні параметри найближчих аналогів представляємо у виді зведеної таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Найближчі аналоги

Параметри	Найближчі аналоги					
	ПАЗ 3303	Fiat Ducato	Ford Транзит	УАЗ 39095	ГАЗ-33023	проектуємий
Вид автомобіля		бортовий	бортовий	бортовий	бортовий	бортовий
Компонувальна схема	4х2	4х2	4х2	4х4	4х2	4х2
Максимальна маса вантажу, кг	--	--	--	1880	2500	3000
Споряджена маса, m_o, кг	2815	2500	2171		2590	2590
Повна маса, m_a, кг	5465	5850	5851	3050	5210	6040
Максимальна швидкість V_{max}, км/год	70	-	-	85	90	120
Двигун	ЗМЗ-52 Карбюр.	Д-6-Р Bedford	Д-6-Рт	УМЗ 4178	ЗМЗ-52 Карбюр.	ЗМЗ-53 Карбюр
Максимальна потужність двигуна, N_{max}, кВт	55,9	135	141,5	75,0	150,9	208,16
Частота обертання колінчатого вала при N_{max}, n_{max}, об/хв	3200	2800	2400	4000	3200	2666,67
Максимальний момент, що крутить, Mmax, Н·м	410,6	433,8	458,12	211,0	410,6	930,4

Продовження таблиці 2.1

Частота обертання колінчатого вала при M_{max}, n_m, об/хв	1800	1600	1700	2200	1800	1450
Зчеплення	Однодискове					
Коробки передач	4 ступ, с синхрон	5 ступ, с синхрон	5 ступ, с синхрон	4 ступ, с синхрон	4 ступ, с синхрон	5 ступ, с синхрон
Головна передача	Одинар. Гіпоид.	Конічна	Конічна	Одинар. Гіпоид.	Одинар. Гіпоид	Одинар. Гіпоид.
Передаточні числа КП						
U_{k1}	6,48	6,59	6,59	6,55	6,48	7,41
U_{k2}	3,09	5,47	3,47	3,09	3,09	4,49
U_{k3}	1,71	3,13	2,13	1,71	1,71	2,72
U_{k4}	1,00	1,89	1,89	1,00	1,00	1,65
U_{k5}	--	1,00	1,00		--	1,00
$U_{зп}$	7,08	8,88	8,88	7,77	7,08	
Головної передачі U_o	6,32	5,43	5,43	6,83	6,32	4,92
Розмір шин	220-508Р	280-508	280-508	240-508	220-508Р	240-508
Статичний радіус колеса, r_c, мм	416±5	498±5	498±5	494±5	436±5	494±5
Габаритна висота, Н, м	2,190			2,220	2.57	2.57
База, L, м	4,200			3,700	2.9	2.9
Колія передніх коліс, У, м	2,210			1,630	1.7	1,7
Коефіцієнт опору повітря, К, $Н \cdot с^2/м^4$	0,82	0,83	0,84			

2.1.2 Вибір основних параметрів автомобіля

2.1.2.1 Опис кінематичної схеми

Виходячи з того, що заданий автомобіль є вантажівка 3-го класу, з колісною формулою 4х2 і максимальною швидкістю 120 км/год, обрана кінематична схема трансмісії, приведена в додатку А.

Опис конструкції елементів трансмісії почнемо з аналізу конструкції зчеплення:

- по характері передачі моменту, що крутить - фрикційне;
- по стану фрикційних поверхонь - сухе;
- за формою фрикційних поверхонь - дискове;
- по числу відомих дисків - однодискове;
- по характеру роботи - постійно замкнуте;
- по способу створення натискного зусилля - механічне;

- по розташуванню натискних пружин – периферійні;

Проаналізуємо конструкцію коробки передач:

- по конструктивному виді – з нерухомими осями валів;

- по числу ступіней – 5-ти східчаста;

- по числу валів – 3-х вальна;

- по взаємному розташуванню вхідного і вихідного валів – співвісна;

- по кількості потоків, по яких передається потужність – одно потокова.

Проаналізуємо конструкцію карданної передачі:

- по кінематичних властивостях – карданні шарніри рівних кутових швидкостей;

- по наявності фіксованих осей хитання – фіксовані, осьова компенсація в який забезпечується установкою шліців.

Від колінчатого вала двигуна момент, що крутить, через сухе фрикційне однодискове постійно замкнуте механічне зчеплення передається на трьох вальну 5-ти східчасту коробку передач з нерухомими осями валів. Момент, що крутить, передається на колеса, через карданну передачу, рознесену головну передачу і півосі.

2.1.2.2 Вибір основних вагових і геометричних параметрів

У результаті аналізу експлуатаційних і технічних якостей найближчих аналогів встановлюємо й обґрунтовуємо необхідні для тягового розрахунку параметри автомобіля і двигуна.

Повну масу АТЗ у кілограмах знаходимо по наступній формулі

$$m_a = m_o + m_г + m_ч \cdot (n+1) \qquad (2.1)$$

де m_o - споряджена маса автомобіля (із заправленням і спорядженням, але без водія і пасажирів), приймаємо для проектованого АТЗ , кг;

$m_г$ = 3000 – маса перевезеного вантажу, кг;

$m_ч$ -75 маса водія або пасажира, кг;

Тоді

$$m_a = 2590 + 3000 + 75 \cdot (5+1) = 6040\,кг.$$

За даними аналізу найближчих аналогів визначаємо:

- база автомобіля $L = 2.9$ м;
- габаритна висота $H = 2.57$ м;
- колія передніх коліс $B = 1.7$ м.

Площа лобової поверхні АТЗ визначаємо по формулі, м^2

$$F = m_f \cdot H \cdot b = 1 \cdot 2.57 \cdot 1.7 = 4.36 \text{ м}^2. \quad (2.2)$$

де $m_f = 1$- коефіцієнт заповнення лобової площі АТЗ,

2.1.2.3 Визначення потужності двигуна і побудова його зовнішньо швидкісної характеристики

Для проектованого АТЗ приймаємо карбюраторний двигун, що обумовлено наступними причинами:

1) низькою вартістю в порівнянні з іншими двигунами;

2) меншою вимогливістю до уходу за ним;

3) високим моторесурсом карбюраторного двигуна,

Необхідну потужність двигуна визначимо по наступній формулі, кВт

$$N_v = \frac{G_a \cdot \psi_v \cdot v_{\max}}{3600 \cdot \eta_{mp}} + \frac{k \cdot F \cdot v_{\max}^3}{46656 \cdot \eta_{mp}} \quad (2.3)$$

де G_a - повна вага автомобіля , Н;

$v_{\max}$ - максимальна швидкість, км/год;

ψ_v - коефіцієнт сумарних дорожніх опорів ;

η_{mp} - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

k - коефіцієнт опору повітря для даного вантажного автомобіля, $Н \cdot с^2/м^4$;

$$G_a = m_a \cdot g = 6040 \cdot 9{,}81 = 59252.4 \frac{кг \cdot м}{с^2}$$

$$N_v = \frac{59252.4 \cdot 0{,}015 \cdot 120}{3600 \cdot 0{,}9} + \frac{0{,}7 \cdot 4.36 \cdot 120^3}{46656 \cdot 0{,}9} = 156.78 \text{ кВт}.$$

При визначенні максимальної потужності двигуна $N_{\max}$ по величині N_v, приймаємо

$$Ne_{\max} = \frac{N_v}{A_1 \cdot \frac{[n_v]}{n^*_N} + A_2 \cdot \left(\frac{[n_v]}{n^*_N}\right)^2 - \left(\frac{[n_v]}{n^*_N}\right)^3}. \qquad (1.4)$$

де: $\frac{[n_v]}{n^*_N} = 1{,}2$

Тоді

$$Ne_{\max} = \frac{156.78}{1 \cdot 1{,}2 + 1 \cdot (1{,}2)^2 - (1{,}2)^3} = 171.91 \text{ кВт.}$$

Для побудови зовнішньо швидкісної характеристики поршневого двигуна внутрішнього згоряння використовуємо емпіричну формулу, що дозволяє по відомих координатах однієї крапки швидкісної характеристики $Ne_{\max}$ і частоти обертання колінчатого вала двигуна при максимальній потужності, n_N відтворити всю криву потужності:

$$Ne(n) = Ne_{\max} \cdot (A_1 \cdot \frac{n}{n_N} + A_2 \cdot \frac{n^2}{n_N^2} - \frac{n^3}{n_N^3}). \qquad (2.5)$$

де Ne - поточне значення потужності двигуна, що відповідає частоті обертання вала двигуна n, об/хв;

Ne_{max} - максимальна потужність двигуна при частоті обертання колінчатого вала n_N об/хв;

A_1 і A_2 - емпіричні коефіцієнти, що характеризують тип двигуна внутрішнього згоряння. Значення для карбюраторних двигунів дорівнюють A_1=1 A_2=1.

Для поточного вибору значення n діапазон частоти обертання вала двигуна від мінімально стійких оборотів $n_{\min}$ до n_v розбиваємо на 8 частин з постійним інтервалом:

$$\Delta n = \frac{n_v - n_{\min}}{8} \qquad (1.6)$$

де n_{min} .- мінімальна частота обертання колінчатого вала, про/хв.

Визначивши Ne. для прийнятих значень n, обчислюємо відповідні значення крутного моменту двигуна

$$M(n) = 9550 \cdot \frac{Ne(n)}{n}. \quad (1.7)$$

За результатами розрахунків наведених у таблиці 2.2, будуємо зовнішньо швидкісну характеристику, рисунок 2.1

Таблиця 2.2 – Зовнішньо швидкісна характеристика ДВЗ

Параметри	Значення							
n, об/мин	750	1100	1450	1800	2150	2500	2850	3200
(n/nN)	0,281	0,413	0,544	0,675	0,806	0,938	1,069	1,200
(n/nN)^2	0,079	0,170	0,296	0,456	0,650	0,879	1,142	1,440
(n/nN)^3	0,022	0,070	0,161	0,308	0,524	0,824	1,221	1,728
[-||-||-]	0,338	0,512	0,679	0,823	0,932	0,992	0,990	0,912
Ne, кВт	58,124	88,098	116,666	141,495	160,254	170,609	170,229	156,78
Me, Н·м	740,106	764,852	768,387	750,711	711,824	651,726	570,417	467,89

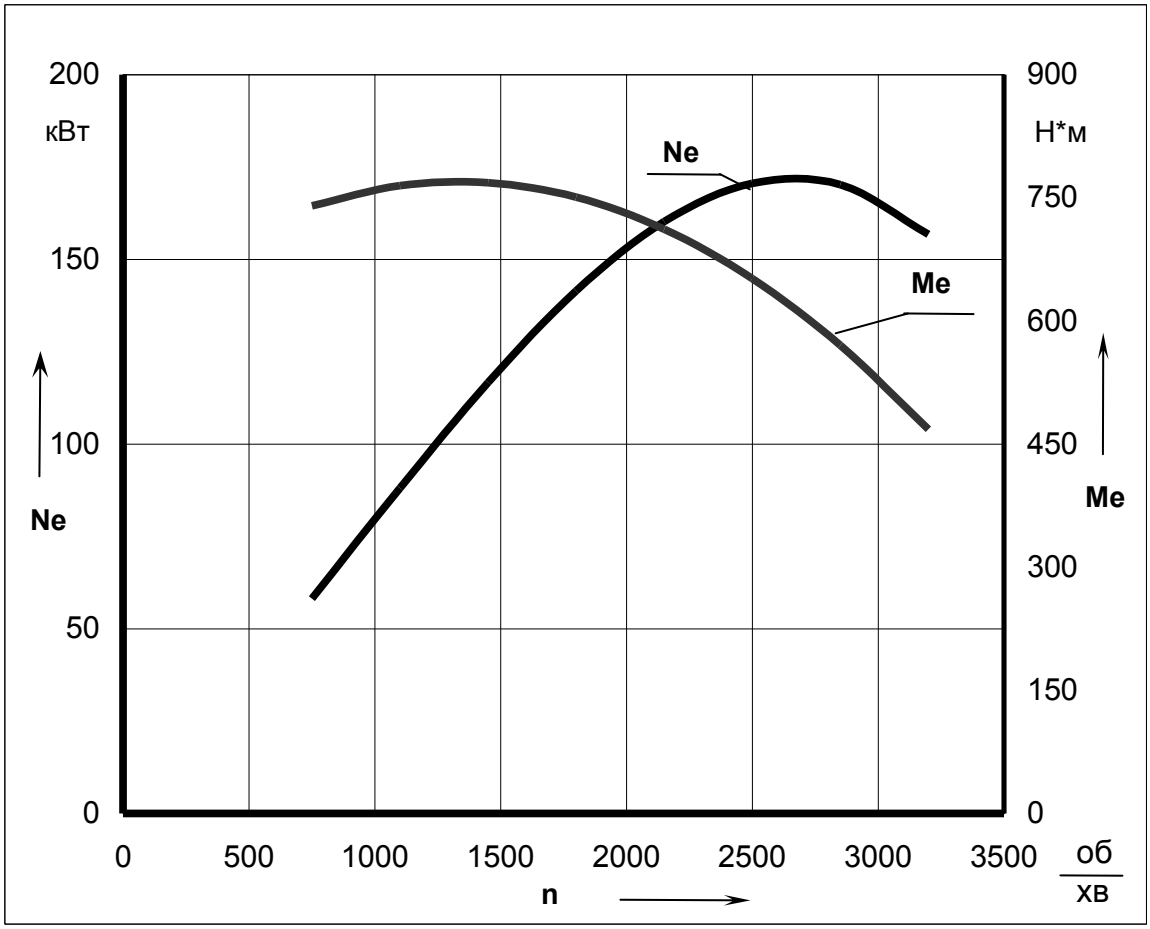


Рисунок 2.1 - Зовнішньо швидкісна характеристика ДВЗ

2.1.2.4 Визначення передаточних чисел трансмісії

Розрахуємо передаточне число головної передачі U_0 по формулі

$$U_0 = 0{,}377 \cdot \frac{n_v \cdot r_к}{v_{\max} \cdot U_4} \cdot = 0{,}377 \cdot \frac{3200 \cdot 0.49}{120 \cdot 1} = 4.92 \qquad (2.8)$$

де $r_к$ - радіус качіння колеса, м;

U_4 - передаточне число коробки передач на вищій передачі.

Передаточне число першої ступіні коробки передач U_1 знаходимо з умови подолання максимального сумарного дорожнього опору рівного за завданням $\psi_{\max} = 0{,}5$; вважаючи, що динамічний радіус колеса дорівнює статичному

$$U_1 = m_a \cdot g \cdot \psi_{\max} \cdot \frac{r_к}{Me_{\max} \cdot U_0 \cdot U_{r1} \cdot \eta_{mp}} \cdot \qquad (2.9)$$

$$= 6040 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot \frac{0{,}49}{768.38 \cdot 4.92 \cdot 0{,}9} = 7{,}41$$

де $Me_{\max}$ - максимальний крутний момент, значення якого береться з зовні швидкісної характеристики двигуна, Н·м.

Визначимо передаточне число першої передачі з умови забезпечення стійкості мінімальної швидкості руху АТЗ $v_{\min}$ у діапазоні швидкостей 8...10 км\год, при стійкій частоті обертання вала двигуна $n_{\min}$ по формулі

$$U_1 = \frac{n_{\min} \cdot r_к}{U_0 \cdot v_{\min}} = 0.377 \cdot \frac{700 \cdot 0{,}49}{4.92 \cdot 5} = 5.25. \qquad (2.10)$$

З двох отриманих значень вибираємо більше $U_1 = 7{,}41$.

Визначаємо передатні числа проміжних передач за допомогою формули

$$U_y = \sqrt[P-1]{U_{k1}^{\,P-y}}$$

де Р – число передач

Y – порядковий номер передачі

$$U_2 = \sqrt[4]{7{,}41^3} = 4.49$$

$$U_3 = 2.72 \quad U_4 = 1.65 \quad U_1 = 1.$$

2.1.2.5 Тяговий розрахунок

При розрахунку динамічної характеристики АТЗ для кожної і-ої передачі і поточних значень частоти вала двигуна визначити:

швидкість автомобіля на і-ій передачі при n оборотах:

$$v(i,n) = 0{,}377 \cdot n \cdot \frac{r_к}{U_i \cdot U_0}. \qquad (2.11)$$

силу тяги на колесах - $P_к$, Н

$$P_к = \frac{M(n) \cdot U_i \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}{r_к}. \qquad (2.12)$$

силу опору повітря - P_w, Н

$$P_w = k \cdot F \cdot \frac{v^2}{3{,}6^2}. \qquad (2.13)$$

динамічний фактор - D;

$$D = \frac{P_к - P_w}{m_a \cdot g}. \qquad (2.14)$$

За результатами розрахунку по формулах (2.11) – (2.14), наведених в таблиці 2.3, будуємо динамічну характеристику АТЗ із графіком залежності $D = f(v)$, рисунок 2.2.

Таблиця 2.3 – Динамічна характеристика автомобіля

Параметри		Значення							
n, об/хв		750	1100	1450	1800	2150	2500	2850	3200
Me , Н·м		740,106	764,852	768,387	750,711	711,824	651,726	570,417	467,896
1-а передача	v, км/г	3,797	5,569	7,340	9,112	10,884	12,656	14,428	16,199
	Pk, Н	27677,76	28795,94	29445,42	29626,20	29338,29	28581,68	27356,37	25662,37
	Pw, Н	2,50	5,37	9,33	14,38	20,51	27,74	36,05	45,44
	Pk-Pw	27675,27	28790,57	29436,09	29611,82	29317,77	28553,94	27320,32	25616,92
	D	0,470	0,489	0,500	0,503	0,498	0,485	0,464	0,435
2-а передача	v, км/г	6,264	9,188	12,111	15,035	17,958	20,881	23,805	26,728
	Pk, Н	16774,40	17452,08	17845,71	17955,27	17780,78	17322,23	16579,62	15552,95
	Pw, Н	8,74	18,81	32,68	50,36	71,85	97,15	126,25	159,16
	Pk-Pw	16765,66	17433,28	17813,03	17904,91	17708,93	17225,08	16453,37	15393,79
	D	0,283	0,294	0,301	0,302	0,299	0,291	0,278	0,260
3-я передача	v, км/г	10,336	15,160	19,984	24,807	29,631	34,454	39,278	44,102
	Pk, Н	10166,30	10577,02	10815,58	10881,98	10776,23	10498,32	10048,25	9426,03
	Pw, Н	23,80	51,20	88,97	137,11	195,61	264,48	343,72	433,32
	Pk-Pw	10142,50	10525,82	10726,61	10744,88	10580,62	10233,84	9704,54	8992,71
	D	0,171	0,178	0,181	0,181	0,179	0,173	0,164	0,152
4-а передача	v, км/г	17,055	25,014	32,973	40,932	48,891	56,850	64,809	72,768
	Pk, Н	6161,40	6410,32	6554,90	6595,14	6531,05	6362,62	6089,85	5712,75
	Pw, Н	64,80	139,40	242,22	373,27	532,55	720,05	935,77	1179,72
	Pk-Pw	6096,59	6270,91	6312,67	6221,87	5998,50	5642,57	5154,08	4533,02
	D	0,103	0,106	0,107	0,105	0,101	0,095	0,087	0,077
5-а передача	v, км/г	28,124	41,249	54,374	67,498	80,623	93,748	106,872	119,997
	Pk, Н	3736,34	3887,29	3974,96	3999,37	3960,50	3858,36	3692,95	3464,27
	Pw, Н	176,225	379,080	658,691	1015,058	1448,181	1958,060	2544,695	3008,086
	Pk-Pw	3560,11	3508,21	3316,27	2984,31	2512,32	1900,30	1148,26	456,19
	D	0,067	0,066	0,063	0,057	0,049	0,039	0,026	0,015

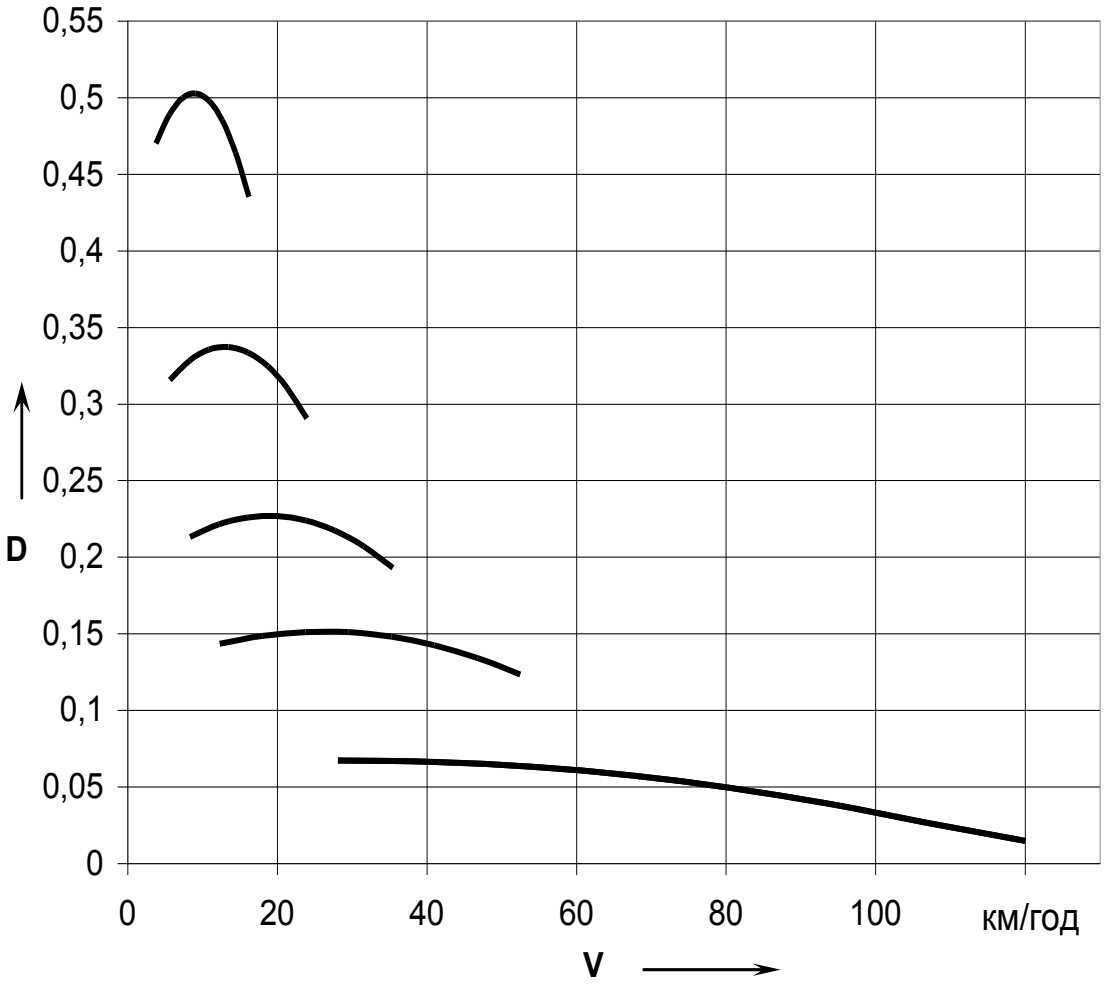


Рисунок 2.2 - Динамічна характеристика автомобіля

2.2 Функціональний розрахунок головної передачі

2.2.1 Визначення геометричних параметрів головної передачі

Попередній розрахунок з метою вибору основних геометричних параметрів проектованої передачі проведемо методом погонного навантаження на вісь.

Погонне навантаження на зуб, Н/мм

$$q = \frac{F_t}{b_{\omega 2}}, \qquad (2.58)$$

де : F_t - окружна сила, Н;

$b_{\omega 2}$ - ширина зубчастого вінця конічного колеса, мм.

У свою чергу

$$F_t = M_{d4} \cdot \frac{10000}{r_{x2}}, \qquad (2.58)$$

де: r_{x2} - радіу зовнішньої ділильної окружності зубчастого колеса, мм.

$$r_{x2} \approx r_{\omega 2} - \frac{b_{\omega 2}}{2} \cdot \sin \delta_2, \qquad (2.59)$$

де: $r_{\omega 2}$ - радіус зовнішньої ділильної окружності зубчастого колеса, мм;

δ_2 - половина кута при вершині початкового конуса колеса.

$$\delta_2 = arctg \frac{Z_2}{Z_1}, \qquad (2.60)$$

$$\delta_2 = arctg \frac{39}{8} = 78{,}408^o.$$

$$b_{\omega 2} \approx 0.31 \cdot r_{\omega 2}. \qquad (2.61)$$

Допустиме навантаження, $[q] = 1500$, Н/мм.

$$r_{\omega 2} = \sqrt{\frac{M_{d4} \cdot 1000}{(0.31 - 0.05 \cdot \sin \delta_2) \cdot [q]}}, \qquad (2.62)$$

$$r_{\omega 2} = \sqrt{\frac{16076{,}433 \cdot 1000}{(0.31 - 0.05 \cdot \sin 78{,}408) \cdot 1500}} = 320{,}984 \text{ мм.}$$

Приймемо $r_{\omega 2} = 320$ мм.

Визначимо ширину зубчастого колеса

$$b_{\omega 2} \approx 0.31 \cdot 320 = 99 \text{ мм.}$$

Знайдемо радіус середньої ділильної окружності колеса

$$r_{x2} = 320 - \frac{99 \cdot \sin 78{,}408}{2} = 271{,}412 \text{ мм.}$$

Величину гепоїдного зсуву приймемо $e = 80{,}000$ мм.

Знайдемо середні кути нахилу шестірні, β_1, і колеса, β_2:

$$\beta_1 = 25^o + 5^0 \cdot \sqrt{\frac{z_2}{z_1}} + 45^o \cdot \frac{e}{r_{\omega 2}}, \tag{2.63}$$

$$\beta_1 = 25^o + 5^0 \cdot \sqrt{\frac{39}{8}} + 45^o \cdot \frac{0.25 \cdot 320}{320} = 42{,}790^o$$

$$\beta_2 = \beta_1 - arctg\,\frac{e}{r_{x2}} = 29{,}588, \tag{2.64}$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te2} = \frac{2 \cdot r_{\omega 2}}{z_2} \tag{2.65}$$

$$m_{te2} = \frac{2 \cdot 320}{39} = 16{,}410 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0.5 \cdot m_{te2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \tag{2.66}$$

$$R_e = 0.5 \cdot 16{,}410 \cdot \sqrt{8^2 + 39^2} = 326{,}663 \text{ мм.}$$

Нормальний модуль:

$$m_n = \frac{m_{te2} \cdot (R_e - 0.5 \cdot b_{\omega 2}) \cdot \cos \beta_2}{R_e} \tag{2.67}$$

$$m_n = \frac{16.4 \cdot (326{,}663 - 0.5 \cdot 99) \cdot \cos 28{,}617}{326{,}663} = 12{,}218 \text{ мм.}$$

Визначимо основні геометричні параметри шестірні.

$$r_{\omega 1} = r_{\omega 2} \cdot \frac{z_1}{z_2}, \tag{2.68}$$

$$r_{\omega 1} = 320 \cdot \frac{8}{39} = 52{,}837 \text{ мм.}$$

$$b_{\omega 1} = b_{\omega 2}, \tag{2.69}$$

$$b_{\omega 1} = 99 \text{ мм}$$

$$\delta_1 = arctg\,\frac{z_1}{z_2}., \tag{2.70}$$

$$\delta_1 = arctg\,\frac{8}{39} = 11{,}592^o$$

$$r_{x1} = r_{\omega 1} - \frac{b_{\omega 1}}{2}\cdot \sin\delta_1 \qquad (2.71)$$

$$r_{x1} = 22{,}011 - \frac{99}{2}\cdot \sin 11{,}592^o = 42{,}871$$

$$m_{te1} = 2\cdot \frac{r_{\omega 1}}{z_1}\,, \qquad (2.72)$$

$$m_{te1} = 2\cdot \frac{52{,}837}{8} = 2{,}710 \text{ мм.}$$

2.2.2 Визначення основних геометричних параметрів шестірні.

У гепоїдних передачах напрямок гвинтової лінії зуба визначається напрямком зсуву осі шестірні. При зсуві осі вниз, як у нашому випадку, напрямок гвинтової лінії зубів шестірні повинне бути ліве, щоб осьове зусилля шестірні було спрямовано від вершини конуса.

Відповідно до ГОСТ 16202-81 приймемо параметри вихідного контуру:

- кут профілю $\alpha = 20^o$;
- коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1$;
- коефіцієнт радіального зазору $C^* = 0.25$;
- зсув $x_1 = x_2 = 0$.

Коефіцієнт зсуву вихідного контуру для шестірні x_1, визначається по залежності:

$$x_1 = x_\alpha \cdot \cos(\beta_1)\cdot\left(1 - \frac{1}{U_{ok}^2}\right)\,, \qquad (2.73)$$

$$x_1 = 0.49\cdot \cos(45{,}040)\cdot\left(1 - \frac{1}{4.92^2}\right) = 0{,}332 \text{ см.}$$

Коефіцієнт зсуву вихідного контуру для колеса x_2, див, визначається по залежності:

$$x_2 = -x_1\,, \qquad (2.74)$$

$$x_2 = -0{,}332 \text{ см}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_α приймаємо : $\varepsilon_\alpha = 0.87$

Коефіцієнт осьового перекриття ε_β визначається по формулі:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\left(3 \cdot k_b - k_b^{\,3}\right) \cdot \left(R_e - 0.5 b_{\omega 2}\right)}{3\pi m_n} = 0.943$$

$$\beta_{cp} = 0.5\left(\beta_1 + \beta_2\right) = 36{,}828$$

2.2.3 Розрахунок зубчастих коліс головної передачі на утому й міцність

Зуби шестірні й колеса головної передачі необхідно перевірити на контактну утому й утому при вигині. Розрахунок на міцність полягає у визначенні максимальних контактних напруг і напруг вигину й зіставленні зазначених напруг з відповідними граничними.

Всі розрахунки проводяться відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ 21354-75.

2.2.3.1 Розрахунок на утому при контактних напругах

Розрахункові контактні напруги визначаються по наступній залежності:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{M_{t4} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (1 + U_{ok}^2) \cdot \sqrt{1 + U_{ok}^2}}{1.7 \cdot R_e^3 \cdot \left(1 - 0.5\phi_{\mathrm{Re}}\right) \cdot U_{ok} \cdot \phi_{\mathrm{Re}}}} \le \left[\sigma_H\right] \quad (2.75)$$

де: z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості, для сталевих зубчастих коліс $z_M = 275 Па^{1/2}$;

z_H - коефіцієнт форми сполучених поверхонь;

z_ε - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

$K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} - коефіцієнти, що враховують при розрахунку на контактну витривалість відповідно розподіл навантаження між зубами, нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії й динамічне навантаження в зачепленні, $K_{H\alpha} = 1$, $K_{H\beta} = 1.32$, $K_{Hv} = 1.105$;

ϕ_k - коефіцієнт робочої довжини зубчастого вінця, $\phi_k = 0.33$;

$\left[\sigma_H\right]$ - допустимі навантаження, $\left[\sigma_H\right] = 1200 МПа$.

$z_H = 1.76 \cdot \cos\left(0.5 \cdot \left(\beta_1 + \beta_2\right)\right) = 1{,}409$.

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}} \tag{2.76}$$

де: k_ε - коефіцієнт зміни сумарної довжини контактної лінії, $k_\varepsilon = 1$;

ε_α - коефіцієнт торцевого перекриття, $\varepsilon_\alpha = 1.6$.

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1 \cdot 1.6}} = 0.79$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1{,}409 \cdot 0{,}79 \cdot \sqrt{\frac{16076{,}433 \cdot 1 \cdot 1{,}32 \cdot 1{,}105 \cdot (1 + 4.92^2) \cdot \sqrt{1 + 4.92^2}}{1.7 \cdot 326{,}663^3 \cdot (1 - 0.5 \cdot 0{,}33) \cdot 4.92 \cdot 0{,}33}} = 58{,}822 МПа$$

2.2.3.2 Розрахунок зубів на утому при вигині

Напруги при вигині в шестірні σ_{F1} й у колесі σ_{F2} обчислимо по формулі, МПа:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta 1} \cdot \frac{W_{Ft}}{0.85 \cdot m_{te2}} \le [\sigma_{F1}] \tag{2.77}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{\beta 2}}{Y_{\beta 1}} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \le [\sigma_{F2}] \tag{2.78}$$

де: Y_{F1}, Y_{F2} - коефіцієнти, що враховують форму зуба відповідно шестірні й колеса;

$Y_{\beta 1}$, $Y_{\beta 2}$ - коефіцієнти, що враховують нахил зуба;

W_{Ft1} - розрахункове питоме навантаження, Н·мм.

Еквівалентне число зубів шестірні й колеса. Еквівалентне число зубів шестірні й колеса.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1) \cdot \cos^3 \beta_1} = \frac{8}{\cos(11{,}592) \cdot \cos^3(45{,}040)} = 23{,}147,\ Y_{F1} = 3.75,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2) \cos^3 \beta_2} = \frac{39}{\cos(78{,}408) \cos^3 28{,}617} = 286{,}904,\ Y_{F2} = 3.6.$$

$$Y_{\beta 1} = 1 - \frac{\beta_1}{140} \cdot \frac{\pi}{180} = 1 - \frac{45{,}040}{140} \cdot \frac{3.14}{180} = 0{,}994,$$

$$Y_{\beta 2} = 1 - \frac{\beta_2}{140} \cdot \frac{\pi}{180} = 1 - \frac{28{,}617}{140} \cdot \frac{3.14}{180} = 0{,}996.$$

$$W_{Ft} = \frac{M_{d3} \cdot 1000}{r_{w1} \cdot b_{w1}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \qquad (2.79)$$

де: $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} - коефіцієнти, що враховують при розрахунку на витривалість при вигині відповідно розподіл навантаження між зубами, нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії й динамічне навантаження в зачепленні, $K_{F\alpha} = 1$, $K_{F\beta} = 1.34$, $K_{Hv} = 1.136$.

$$W_{Ft} = \frac{3630{,}63 \cdot 1000}{52{,}837 \cdot 25} \cdot 1 \cdot 1.34 \cdot 1.136 = 1054{,}4166 \text{ Н·мм.}$$

$$\sigma_{F1} = 3.75 \cdot 0.994 \cdot \frac{1054{,}416}{0.85 \cdot 16{,}410} = 281{,}8795 \le [2500] \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = 281{,}8795 \cdot \frac{0.996}{0.994} \cdot \frac{3.6}{3.75} = 271{,}162 \text{ МПа.}$$

2.2.3.3 Розрахунок на міцність по контактних напругах і напругам вигину

Максимальні контактні напруги

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot K_d < [\sigma_{H\max}] = 2500 МПа, \qquad (2.80)$$
$$\sigma_{H\max} = 58{,}822 \cdot 1.5 = 88{,}233 МПа < 2500 МПа$$

Максимальні напруги вигину

$$\sigma_{F\max} = \sigma_{F1} \cdot \sqrt{K_d} < [\sigma_{F\max}], \qquad (2.81)$$
$$\sigma_{F\max} = 281{,}8795 \cdot \sqrt{1{,}5} = 422{,}8193 МПа < 3500 МПа$$

2.2.4 Розрахунок вхідного вала головної передачі на міцність

Визначимо сили в зачепленні - окружну, радіальну й осьову, відповідно:

$$F_t = \frac{M_{e\max} \cdot U_1}{r_{x1}}, \quad (2.82)$$

$$F_t = \frac{768{,}38746 \cdot 8}{42{,}871} = 9409{,}796 \text{ Н}.$$

$$F_r = \frac{F_t}{\cos(\beta_1)} \cdot (tg(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta_1) \cdot \sin(\delta_1)), \quad (2.83)$$

$$F_r = \frac{9409{,}796}{\cos(45{,}040)} \cdot (tg(20) \cdot \cos(11{,}592) - \sin(45{,}040) \cdot \sin(11{,}592)) = 2854{,}550H.$$

$$F_a = \frac{F_t}{\cos(\beta_1)} \cdot (tg(\alpha) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_1) \cdot \cos(\delta_1)), \quad (2.84)$$

$$F_a = \frac{9409{,}796}{\cos(45{,}040)} \cdot (tg(20) \cdot \sin(11{,}592) + \sin(45{,}040) \cdot \sin(11{,}592)) = 2867{,}4175H.$$

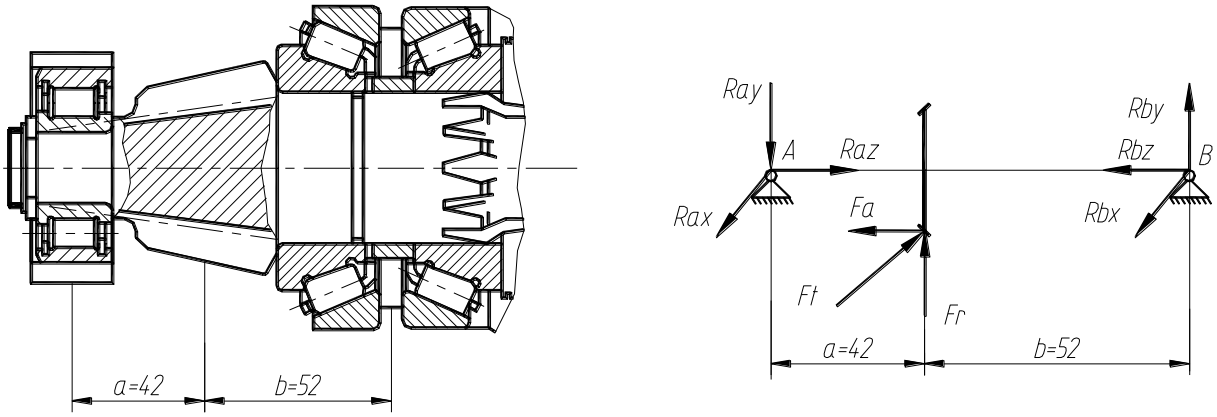


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема для розрахунку вала на міцність

Визначимо вертикальні реакції опор у крапках А и В у вертикальній площині.

$$R_{ax} = F_t \cdot \frac{b}{(a+b)}, \quad (2.85)$$

$$R_{ax} = 9409{,}796 \cdot \frac{58}{(42+58)} = 5457{,}681 \text{ Н}.$$

$$R_{bx} = F_t \cdot \frac{a}{(a+b)}, \quad (2.86)$$

$$R_{bx} = 9409{,}796 \cdot \frac{42}{(42+58)} = 3952{,}1141 \text{ Н}.$$

Максимальний згинальний момент у вертикальній площині.

$$M_{ux} = R_{ax} \cdot a, \quad (2.84)$$

$$M_{ux} = 5457{,}681 \cdot 42 = 229222{,}62 \text{ Н·мм.}$$

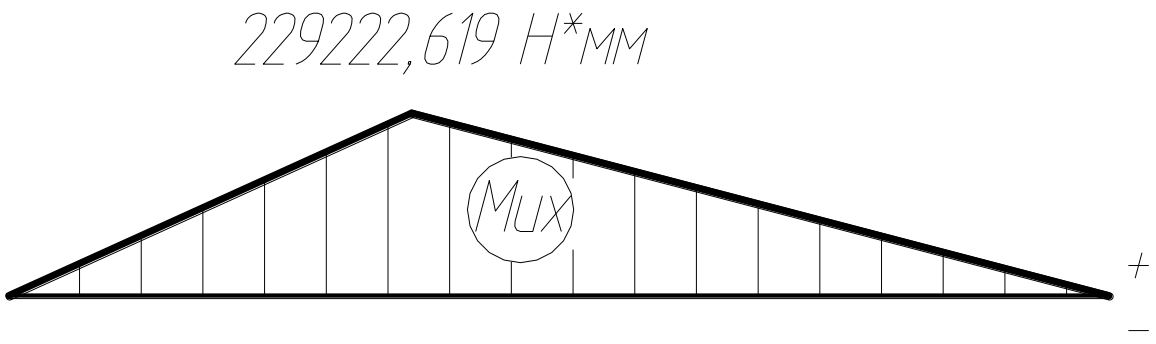


Рисунок 2.7 - Епюра згинаючого крутного моменту в горизонтальній площині

Визначимо вертикальні реакції опор у крапках А и В у горизонтальній площині.

$$R_{ay} = \frac{F_a \cdot r_{x1} + F_r \cdot b}{(a+b)}, \tag{2.85}$$

$$R_{ay} = \frac{2867{,}4175 \cdot 42{,}871 + 2854{,}550 \cdot 58}{(42+58)} = 2884{,}918 \text{ Н.}$$

$$R_{by} = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot r_{x1}}{(a+b)}, \tag{2.86}$$

$$R_{by} = \frac{2854{,}550 \cdot 42 - 2867{,}4175 \cdot 42{,}871}{(42+58)} = -30{,}367 \text{ Н.}$$

Згинальний момент у небезпечному перерізі в горизонтальній площині.

$$M_{uy} = R_{ay} \cdot a, \tag{2.87}$$

$$M_{uy} = 2884{,}918 \cdot 42 = 121166{,}548 \text{ Н·мм.}$$

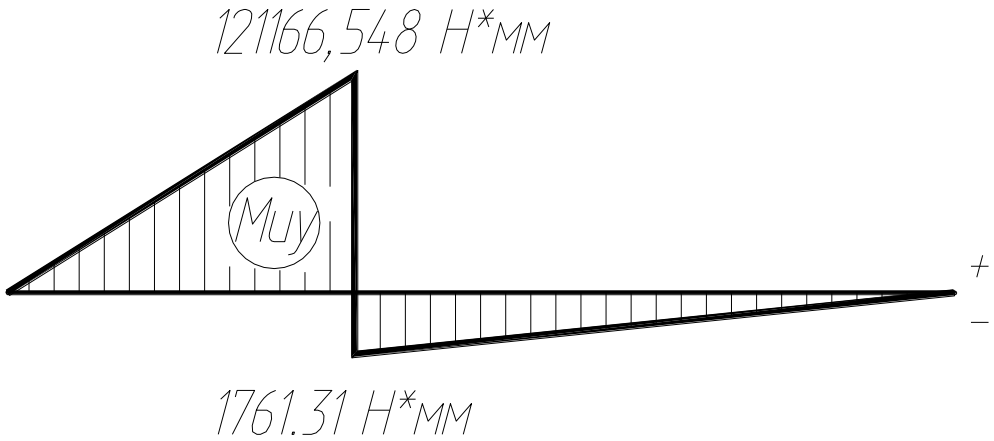


Рисунок 2.8 - Епюра згинаючого крутного моменту у вертикальній площині

Сумарний згинальний момент

$$M_u = \sqrt{M_{ux}{}^2 + M_{uy}{}^2}, \tag{2.88}$$

$$M_u = \sqrt{229222{,}62^2 + 121166{,}548^2} = 259276{,}57 \text{ Н·мм.}$$

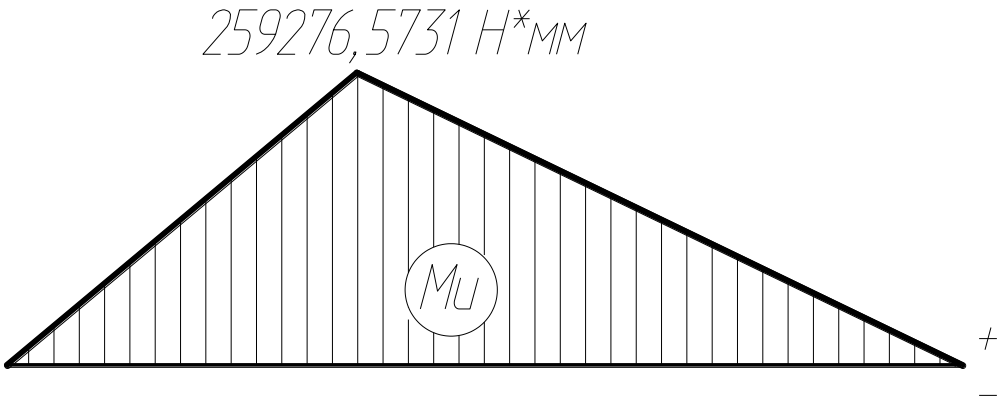


Рисунок 2.9 - Епюра сумарного згинаючого крутного моменту

Крутний момент

$$T = 1.75 \cdot M_{d3} \cdot 1000, \tag{2.89}$$

$$T = 1.75 \cdot 3630{,}63 \cdot 1000 = 635360{,}38 \text{ Н·мм.}$$

635360,38(Н · мм)

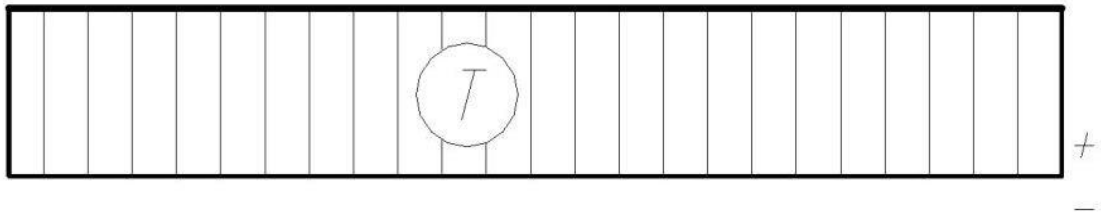


Рисунок 2.10 - Епюра крутного моменту на валу

Наведений момент

$$M_{np} = \sqrt{M_u{}^2 + (\alpha \cdot T)^2}, \tag{2.90}$$

$$M_{np} = \sqrt{259276{,}57^2 + (1 \cdot 635360{,}38)^2} = 686226{,}75 \text{ Н·мм.}$$

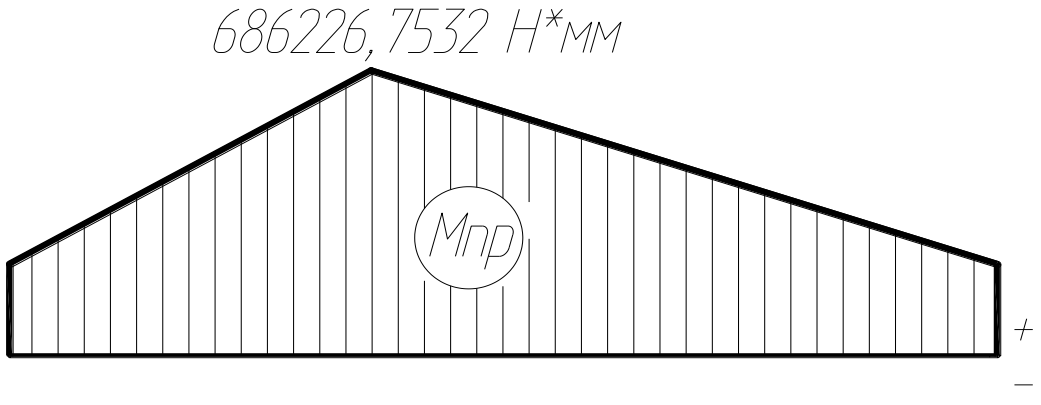


Рисунок 2.11 - Епюра наведеного моменту

Визначимо мінімально припустимий діаметр вала.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.1 \cdot \sigma_{-1}}}, \tag{2.91}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{686226,75}{0.1 \cdot 350}} = 26,965 \text{ мм.}$$

2.2.5 Вибір підшипника вхідного вала

Підшипник варто вибирати по динамічній вантажопідйомності відповідно до ГОСТ 18855-82 з умови, що його розміри вже визначені компонуванням. Тому вибір підшипника зводиться до перевірки його розрахункової довговічності.

Номінальна довговічність підшипника, млн. про:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \tag{2.92}$$

де: $L = \left(\frac{C}{P}\right)^P$

де З - довідкова динамічна довговічність, для підшипника 7230

ГОСТ 333-79 С=27000 Н;

Р - еквівалентне розрахункове навантаження, Н;

р - показник ступеня, для роликового підшипника р=3,33.

$$P = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^{5} \lambda_i \cdot P_i}, \tag{2.93}$$

де P_i - наведене еквівалентне навантаження на підшипник на і-тій передачі, Р;

λ_i - коефіцієнт тривалості роботи підшипників на даній передачі КПП, $\lambda_1 = 0.01$, $\lambda_2 = 0.03$, $\lambda_3 = 0.06$, $\lambda_4 = 0.15$, $\lambda_5 = 0.75$.

$$P_i = \left[V \cdot F_{ri} + m_{ra} \cdot \left(F_{ai} - S_i\right)\right] \cdot K_\sigma \cdot K_\tau, \tag{2.94}$$

де: F_{ri}, F_{ai} - відповідно радіальне й осьове навантаження на підшипник на і-тій передачі, Н;

V - коефіцієнт обертання, при обертанні зовнішнього кільця V=1,4;

S_i - для роликового підшипника $S_i = 1.245 \cdot F_{ri} \cdot tg\theta$;

K_σ - коефіцієнт безпеки, $K_\sigma = 1$;

K_τ - температурний коефіцієнт, $K_\tau = 1$;

m_{ra} - коефіцієнт впливу радіального навантаження на осьову.

$$m_{ra} = \frac{tg\theta}{2.6}. \quad (2.95)$$

$$F_{ti} = \frac{\bar{M}_e \cdot 1000 \cdot U_i}{r_{x1}}. \quad (2.96)$$

$$F_{ri} = \frac{F_{ti}}{\cos(\beta_1)} \cdot (tg(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta_1) \cdot \sin(\delta_1)). \quad (2.97)$$

$$F_{ai} = \frac{F_{ti}}{\cos(\beta_1)} \cdot (tg(\alpha) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_1) \cdot \cos(\delta_1)). \quad (2.98)$$

$$R_{axi} = F_{ti} \cdot \frac{a+b}{b}. \quad (2.99)$$

$$R_{ayi} = \frac{F_{ri} \cdot (a+b) - F_{ai} \cdot r_{x1}}{b}. \quad (2.100)$$

$$F_{ri} = \sqrt{R_{axi}^2 + R_{ayi}^2}. \quad (2.101)$$

Номінальна довговічність підшипника приблизно можна одержати із залежності:

$$L_h = \frac{S_a}{V_a}, \quad (2.102)$$

де: S_a - пробіг автомобіля до капітального ремонту, тис. км.

(вантажні-250-350; легкові 150-200)

V_a - середня швидкість автомобіля, км/год

$$V_a \approx 0{,}6 \cdot V_{a\max} \approx 0.6 \cdot 120 = 70 \text{ км/год}$$

$$L_h = \frac{300 \cdot 10^3}{70} = 1666.67 \text{ год}$$

L=4233,33 млн. про., що вище необхідної довговічності L_3=3250 млн. про. - значить підшипник обраний вірно.

2.2.6 Розрахунок диференціала

2.2.6.1 Визначення основних параметрів диференціала

По рекомендаціях приймемо:

- число зубів сателіта, $z_{d1} = 11$;
- число зубів напівосьової шестірні, $z_{d2} = 22$;
- модуль зубів, $m_c = 5{,}75$ мм;
- число сателітів, $n_c = 2$.

Передаточне число диференціала:

$$U_d = \frac{z_{d2}}{z_{d1}}, \qquad (2.103)$$

$$U_d = \frac{22}{11} = 2.$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_{ce} = \frac{z_{d1} \cdot m_c \cdot \sqrt{U_d^2 + 1}}{2}, \qquad (2.104)$$

$$R_{ce} = \frac{11 \cdot 5.75 \cdot \sqrt{2^2 + 1}}{2} = 70{,}72 \text{ мм}.$$

Перевіримо умову сусідства сателітів:

$$\frac{\pi}{n_c} = \frac{3.14}{4} = 0.785 > arctg\,\frac{z_{d1}}{z_{d2}} + \frac{1}{z_{d1}} \qquad (2.105)$$

$$0.785 > arctg\,\frac{11}{22} + \frac{1}{11} = 0{,}555 \text{ - виконується.}$$

Визначимо основні параметри зубчастих коліс

$$b_{c\omega} = 0.5 \cdot R_{ce}, \qquad (2.106)$$

$$b_{c\omega} = 0.5 \cdot 70{,}72 = 35{,}358 \text{ мм}.$$

$$r_{c\omega 1} = \frac{R_{ce}}{\sqrt{U_d^2 + 1}}, \qquad (2.107)$$

$$r_{c\omega 1} = \frac{70{,}72}{\sqrt{2^2 + 1}} = 31{,}625 \text{ мм}.$$

$$r_{c\omega 2} = \frac{R_{ce}}{\sqrt{U_d^{-2} + 1}}, \qquad (2.108)$$

$$r_{c\omega 2} = \frac{70,72}{\sqrt{2^{-2}+1}} = 63,250 \text{ мм.}$$

$$\delta_{c1} = arctg\frac{z_{d1}}{z_{d2}}, \tag{2.109}$$

$$\delta_{c1} = arctg\frac{11}{22} = 26,565^o$$

$$\delta_{c2} = 90^o - \delta_{c1} = 90^o - 26,565^o = 63,435^o$$

Параметри вихідного контуру відповідно до ГОСТ 13754-68 приймемо наступні:

- кут профілю, $\alpha_c = 22,5^o$;
- коефіцієнт висоти головки зуба, ε_α;
- коефіцієнт радіального зазору, $c^* = 0.20$.

2.2.7 Розрахунок диференціала на міцність

Розрахункові напруги вигину

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot M_{e\max} \cdot U_0 \cdot U_1 \cdot \lambda}{m_e^2 \cdot n_c \cdot z_{d2} \cdot b_\omega \cdot \pi \cdot y} \le [\sigma_F], \tag{2.110}$$

де ε_α =1.6 - коефіцієнт перерозподілу навантаження, $\lambda = 0.55$;

у - коефіцієнт форми зуба, в=0,11;

$[\sigma_F]$ - допускають напряжения, що, $[\sigma_F] = 550$ МПа.

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot 768,387 \cdot 4,92 \cdot 5.25 \cdot 0,55}{5,75^2 \cdot 2 \cdot 22 \cdot 21 \cdot 3,14 \cdot 0,11} = 420,395 \text{ МПа.}$$

Шип хрестовини перевіряють на зріз і на зминання.

Діаметр шипа хрестовини визначається приблизно:

$$d_ш = \sqrt{\frac{M_{d4}}{n_c \cdot r_c \cdot [q_c]}}, \tag{2.111}$$

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{16076,433}{2 \cdot 18 \cdot 100}} = 42,1743 \text{ мм.}$$

Напруга зрізу:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{d4}}{\pi \cdot d_{sh}^2 \cdot n_c \cdot r_c}, \quad (2.112)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{d4}}{\pi \cdot d_{sh}^2 \cdot n_c \cdot r_c} = \frac{2 \cdot 16076,433}{3.14 \cdot 39.5^2 \cdot 2 \cdot 18} = 119,835 < [120] \text{ МПа.}$$

$$\sigma = \frac{M_{d4} \cdot 1000}{2 \cdot d_{sh} \cdot n_c \cdot r_c \cdot l_c} \cdot , \quad (2.113)$$

$$\sigma = \frac{16076,433}{2 \cdot 39.5 \cdot 2 \cdot 18 \cdot 43} = 22,282 < [60] \text{Мпа}$$

Розрахуємо тиск торця сателіта на коробку диференціала:

$$\sigma_T = \frac{4 \cdot M_{d4} \cdot 1000 \cdot tg\alpha_c \cdot \sin\delta_{c1}}{\pi \cdot n_c \cdot r_c \cdot \left(d_n^2 - d_{sh}^2\right)}, \quad (2.114)$$

$$\sigma_T = \frac{4 \cdot 716076,433 \cdot tg\,20,5 \cdot \sin 32,005}{3.14 \cdot 2 \cdot 18 \cdot \left(46^2 - 39.53^2\right)} = 16.42 < [20] \text{ МПа.}$$

2.2.8 Розрахунок півосей на міцність

Повністю розвантажена піввісь розраховується на крутіння: визначається напруга крутіння τ й деформація при крутінні θ^o:

$$\tau = \frac{8 \cdot G_2 \cdot m_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{\pi \cdot d^3}, \quad (2.115)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 25622,659 \cdot 1,3 \cdot 0,8 \cdot 0,49}{\pi \cdot 0,048^3} = 394,6111 < [500] \text{ МПа.}$$

$$\theta^o = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot G_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{G \cdot d^4}, \quad (2.116)$$

$$\theta^o = \frac{180}{3.14} \cdot \frac{32 \cdot 33629,741 \cdot 0,8 \cdot 0.49}{85 \cdot 10^6 \cdot 0,048^4} = 3,5357^o \le [6^o]$$

де: G_2 - вага яка припадає на задній міст, Н;

m_2 - коефіцієнт враховуючий перерозподіл ваги по осях $m_2 = 1,3$

φ_x - коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою $\varphi_x = 0,8$

d – діаметр небезпечного переріза півосі $d = 48$ мм.

G - Модуль пружності при крутінні G = 85 МПа.

Вихідні дані:

маса колеса, $m_k = 35$ кг;

відстань від центра підшипника до лінії дії навантаження, а=54 мм;

діаметр півосі, $d_p = 48$ мм.

напруги, що допускають, 600 МПа.

Підлоги розвантажена піввісь розраховується на міцність по трьох навантажувальних режимах.

Режим максимальної дотичної сили (інтенсивний розгін):

Напруги вигину:

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot a \cdot \sqrt{\left(\frac{m_2 \cdot G_2}{2} \cdot \varphi_x\right)^2 + \left(\frac{m_2 \cdot G_2}{2} - G_к\right)^2}}{\pi \cdot d^3}, \qquad (2.117)$$

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot 54 \cdot \sqrt{\left(\frac{1{,}3 \cdot 10370{,}57}{2} \cdot 0{,}8\right)^2 + \left(\frac{1{,}2 \cdot 33629{,}741}{2} - 35 \cdot 9.81\right)^2}}{3.14 \cdot 48^3} = 137{,}8994 \text{ МПа}.$$

Напруги крутіння:

$$\tau = \frac{8 \cdot G_2 \cdot m_2 \cdot \varphi_x \cdot r_k}{\pi \cdot d^3}, \qquad (2.118)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 25622{,}659 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}49}{\pi \cdot 0{,}048^3} = 394{,}6111 < [500] \text{ МПа}.$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_i^2 + 4 \cdot \tau^2}, \qquad (2.119)$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{137{,}8994^{\,2} + 4 \cdot 394{,}6111^2} = 701{,}1346 < [750] \text{ МПа}.$$

Режим максимального вертикального навантаження (переїзд через перешкоду).

Напруга вигину:

$$\sigma_i = \frac{16 \cdot K_Д \cdot G_2 \cdot a}{\pi \cdot d^3}, \qquad (2.120)$$

$$\sigma_i = \frac{16 \cdot 2 \cdot 33629{,}741 \cdot 54}{3.14 \cdot 48^3} = 167{,}2606 < [750] \text{ МПа}.$$

Режим максимального бічного навантаження (замет автомобіля).

Напруги вигину:

$$R_{ZA} = G_2 \cdot (0{,}5 + \frac{h_g \cdot \varphi_y}{b}), \quad (2.121)$$

$$R_{ZA} = 33629{,}741 \cdot (0{,}5 + \frac{0{,}83 \cdot 1}{1{,}69}) = 33331{,}25 \text{ Н}.$$

$$R_{ZB} = G_2 - R_{Zн}, \quad (2.122)$$

$$R_{ZB} = 33629{,}741 - 33331{,}25 = 298{,}49 \text{ Н}.$$

$$R_{Yн} = R_{Zн} \cdot \varphi_y, \quad (2.123)$$

$$R_{Yн} = 33331{,}25 \cdot 0.9 = 29998{,}13 \text{Н}.$$

$$R_{YB} = R_{ZB} \cdot \varphi_y, \quad (2.124)$$

$$R_{YB} = 298{,}49 \cdot 0.9 = 268{,}64 \text{Н}.$$

$$\sigma_{Uн} = \left| \frac{(R_{Yн} \cdot r_k - R_{Zн} \cdot a)}{\pi \cdot d_p^3} \right|, \quad (2.125)$$

$$\sigma_{Uн} = \left| \frac{(29998{,}13 \cdot 0{,}48 \cdot 1000 - 33331{,}25 \cdot 54)}{3.14 \cdot 48^3} \right| = 38{,}85 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{Uн} = \left| \frac{(R_{YB} \cdot r_k + R_{ZB} \cdot a)}{\pi \cdot d_p^3} \right|, \quad (2.126)$$

$$\sigma_{Uн} = \left| \frac{(268{,}64 \cdot 0.48 \cdot 1000 + 298{,}49 \cdot 54)}{3.14 \cdot 54^3} \right| = 8{,}425 \text{ МПа}.$$

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз підвісок ведучих мостів вантажних автомобілів

Підвіска автомобіля яка служить для поєднання кузова автомобіля з його колесами за допомогою пружніх елементів, ставляться такі вимоги:

- створити умови для плавного руху;
- забезпечити умови для руху транспортного засобу в умовах нерівної дороги та уникнути зіштовхування з обмежувачами;
- зменшення крена транспортного засобу по поперечній осі;
- кінематичне погодження переміщення керуючих коліс, яке виключає коливання відносно шкворнів;
- створити забезпечення згасаючих коливань кузова і коліс;
- усталіть колії, кутів нахилу коліс і кутів нахилу шкворнів;
- передавання поперечних і повздовжніх сил до кузова автомобіля через його колеса;
- зменшення маси частин автомобіля які не є підресованими.

3.2 Класифікація підвісок

Необхідність максимального підвищення плавності ходу автомобіля і безпеки його руху, у зв'язку із зростанням середніх експлуатаційних швидкостей, висуває питання про раціональну конструкцію підвіски в число найважливіших проблем сучасного автомобілебудування. Рішення цієї проблеми ведеться як у напрямі вишукування нових схем підвісок, так і по шляху створення пружних елементів нових типів і підвищення їх довготривалості.

Підвіска передає зусилля від коліс до несучого кузова і забезпечує пружний зв'язок між колесами і кузовом, а також гасить коливання підресореної і непідресореної маси.

Підвіска автомобіля забезпечує плавний рух автомобіля, пом’якшуючи удари й поштовхи, що сприймають колеса, а також передає всі сили та моменти, діючі між колесами та несучою системою.

Класифікація підвісок наведена на рисунку 3.1.

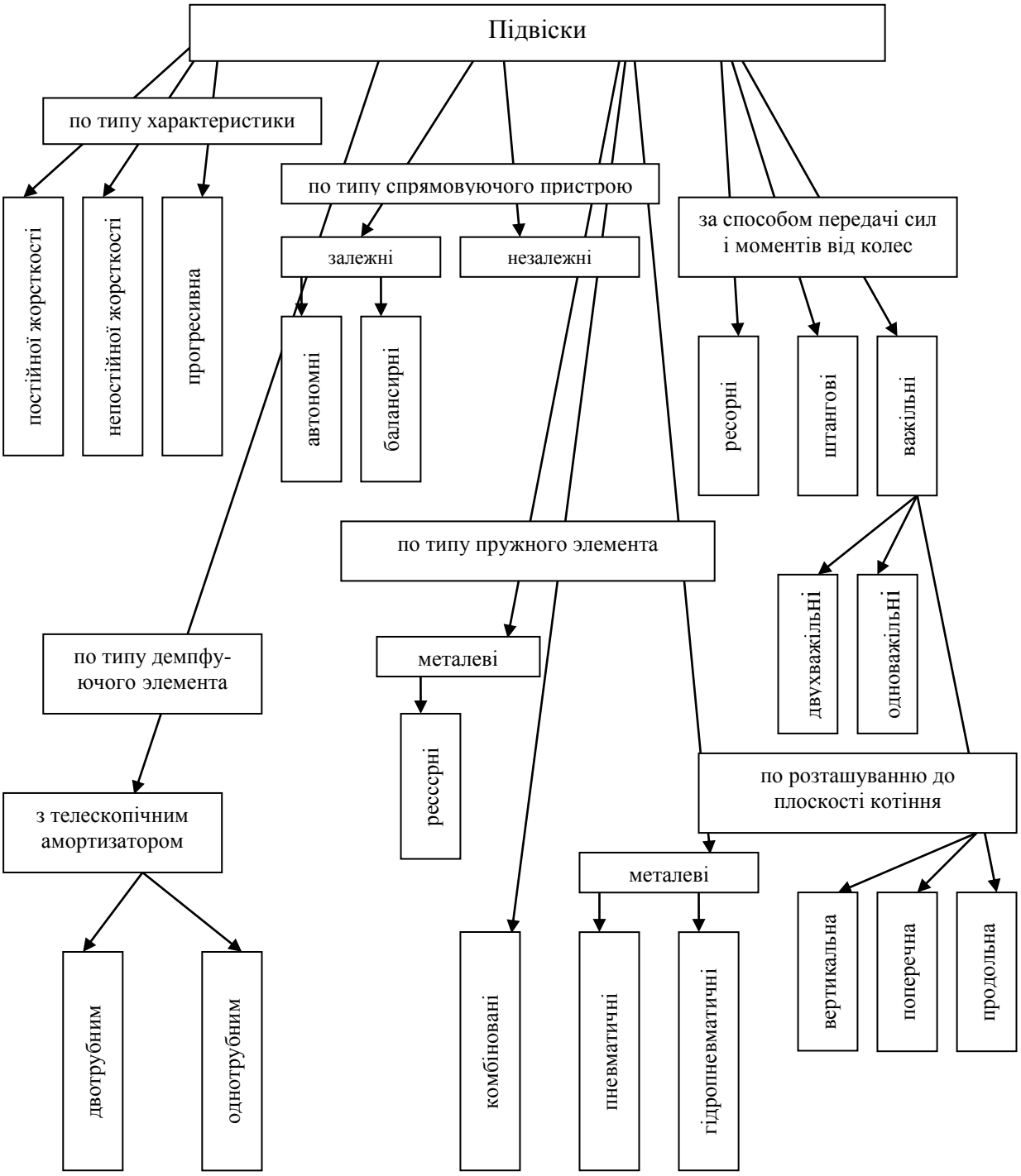


Рисунок 3.1 –Класифікація підвісок

Незалежну підвіску використовують на легкових і вантажних автомобілях підвищеної проходимості. Залежні автономні - для двохосьових вантажних та автобусів, і не часто використовують для легкових. А залежні балансирні - для підресорювання двох близько розташованих мостів, наприклад, на трьохосьових

автомобілях. Вертикальне переміщення кузова при балансирній підвісці в 2 рази менше ніж при автономній.

Із конструктивної схеми ми визначаємо пружний елемент, до яких застосовуються наступні вимоги такі як компактність та зменшена маса. Неметалеві пружні елементи забезпечують хорошу плавність, проте, і є мінусом те, що збільшена вартість по відношенні до металевих. При установленні на автомобіль пневматичних і гідропневматичних підвісок появляється можливість регулювати висоту підлоги чи кліренса. Комбіновані пружні елементи зазвичай виготовляються з основних і додаткових елементів для зміни характеристики пружнього елемента.

З точки зору виконання функцій всі елементи підвіски можна розбити на наступні групи:

- пружні елементи, за рахунок яких здійснюється пом’якшення ударів;
- спрямовуючі пристрої, які передають зусилля та моменти;
- демпфуючі елементи, які гасять коливання;
- додаткові елементи, які слугують для обмежування вертикального переміщення колес, підвищення поперечної кутової стійкості автомобіля та інше.

3.2.1 Пружні елементи

До металевих пружних елементів можна віднестинаступне: ресори листові, пружини, а також і торсіони. В склад залежної підвіски входять ресори, а до незалежної можна віднести пружини і торсіони.

Листові ресори широко використовуються. Але попри те, вони маю і недоліки такі як велика затрата металу, тертя між листами

До недоліків листових ресор ставляться: висока металоємність, наявність міжлистового тертя, що негативно впливає на характеристику ресори

Для збільшення довготривалості листових ресор їх розвантажують від напруг, що скручують, іноді від передачі зусиль, що штовхають; зменшують напруги в листах, обмежуючи амплітуду або вводячи додаткові пружні елементи. Для зниження міжлистового тертя передбачають змащення листів, установлюють прокладки й ін. Міжлистовое тертя в ресорі особливо підсилюється при влученні між листами абразивних часток, що приводить до місцевого поверхневого зношування, задирам й утворенню мікротріщин, а в остаточному підсумку до

поломки листів. Найменше міжлистове тертя має трисолистова ресора щілинного типу з необхідним зазором між листами, найменшу масу - однолистова ресора.

На рис. 3.2 показана підвіска із трьохлистовою основною параболічною ресорою щілинного типу й тут же наведені два варіанти додаткової параболічної ресори – одно - *3* і двухлистова - *2*. Малолистові ресори мають у порівнянні із многолистовими меншу на 25...50 % масу й в 1,3...1,5 рази більшу довготривалість.

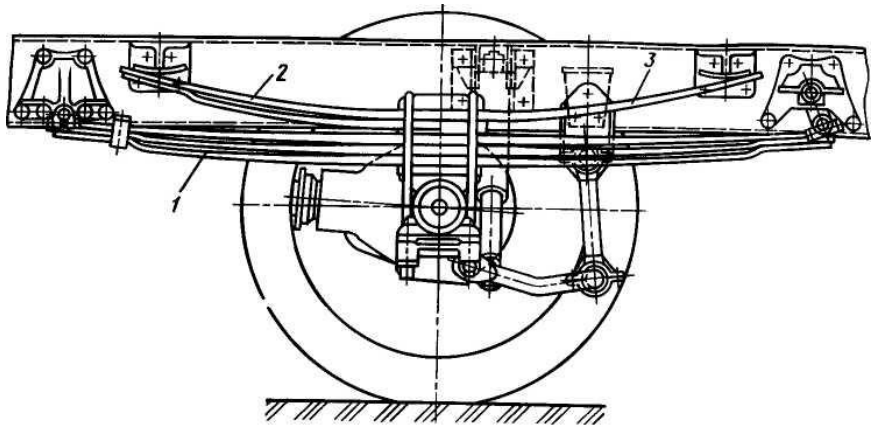
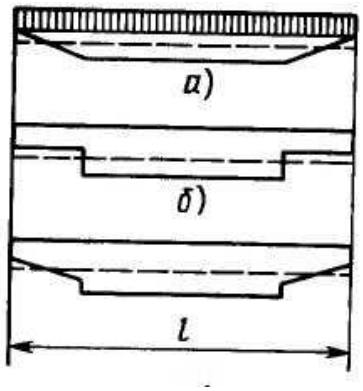


Рисунок 3.2 - Підвіска із трьохлистовою параболічною ресорою щілинного типу

При великих деформаціях листи ресор прямокутного профілю приймають увігнуту форму. На поверхні листа, що випробовує напруги, що розтягують, виникають додаткові «мембранні» напруги. При застосуванні листів несиметричного профілю вплив мембранних напруг зменшується. У результаті підвищується міцність і довготривалість ресори.

У профілів трапецієподібного перетину допустимі напруження стиску в 1,22 рази більше напруг розтягання. Найбільш застосовувані профілі ресорних листів спеціальної форми мають трапецієподібне, Т-образне або трапецієвидної - східчастий поперечний переріз (рис. 3.3).



а - трапецієподібне: б - Т- подібне: в - трапецієподібне східчасте

Рисунок 3.3 - Форми перетину ресорних листів

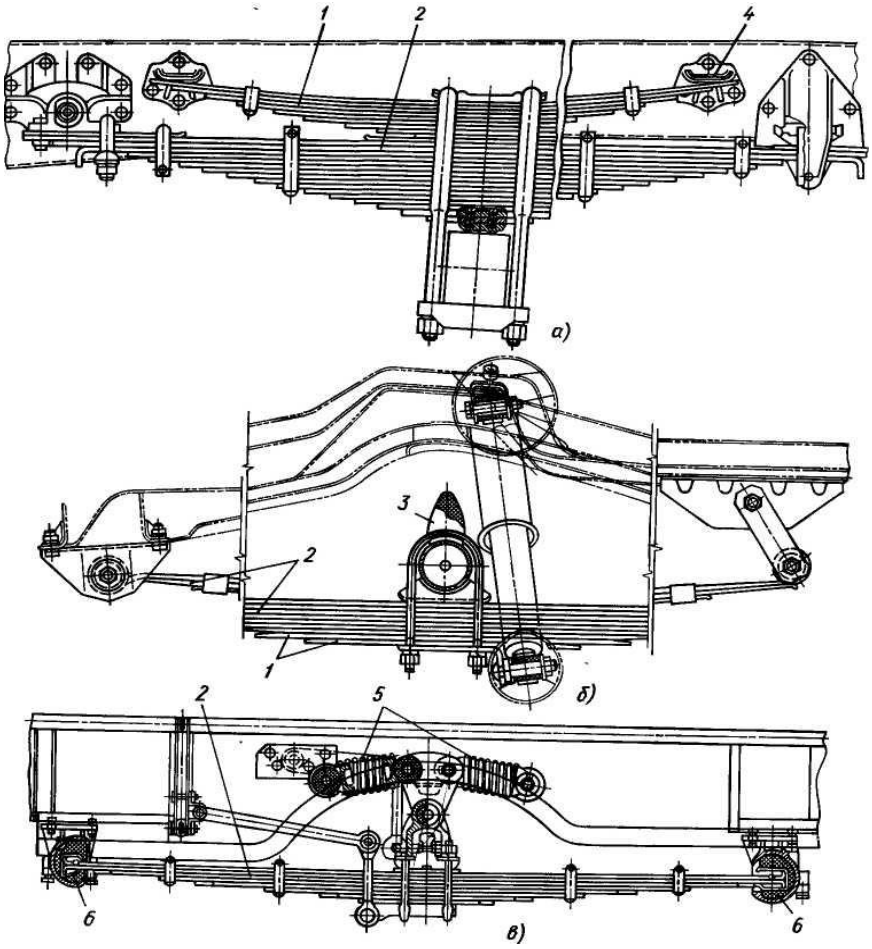


Рисунок 3.4 - Ресорні підвіски із додатковими пружними елементами
а – з додатковою ресорою; б – з нижніми листами ресори;
в – з коригувальними пружинами; 1 – додатковий лист ресор;
2 - головна ресора; 3 - буфер стиску; 4 - кронштейн додаткової ресори;
5 - пружини коригувальні; 6 – подушки для закріплення головної ресори

На рис. 3.4 наведені конструкції додаткових пружних; додаткова ресора входить до опор і підключається до роботи. Крива форма опор по мірі прогину головної ресори скорочує довжину робочої поверхні ресори а також додаткової ресори яка робить жорткішою. Коригувальні пружини які піддаються навантаженню встановлюють горизонтально і піддають випробуванням про ротягуванні чи пр истиску, коли головна ресора прогнута.

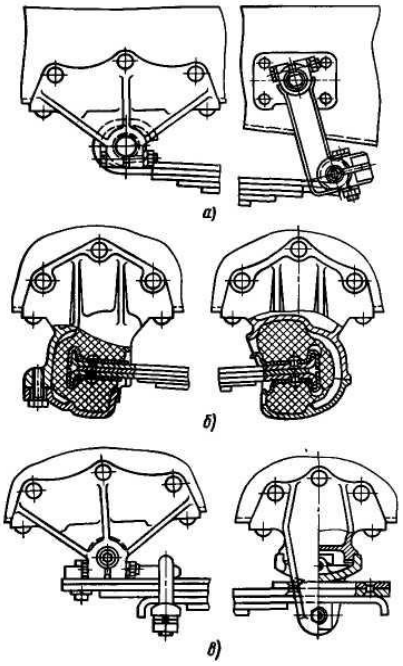
3.2.2 Спрямовуючі пристрої

На рис. 3.5 показані способи кріплення передніх ресор. Один з часто використовуваних варіантів – це закріплювання передньої частини ресори на пальці, а задню частину на кільці (рис. 3.5, а). Така конструкція забезпечує тверду

фіксацію мостика в горизонтальному положенні. Недоліками даного способу є потреба у мащенні, зношення пальців абразивними елементами тріскання вушок ресор.

Встановлення ресор на подушках виготовлених із гуми (рис. 3.5, б) не завжди задовольняє вимогам твердості фіксації моста, але не вимагає змащення, добре сприймає удари, вібрації й зберігає ресору накопичених навантажень.

При застосуванні накладних вушок (рис. 3.5, *в)* ускладнюється конструкція, але забезпечуються твердість фіксації й міцність ресори.



а - із крученими вушками; *б* - на гумових подушках;
в - з накладним вушком і ковзною опорою
Рисунок 3.5 - Кріплення передніх ресор

Наявність ковзних опор в підвісці осучаснює її змінивши довжину ресори в результаті перекочування по опорі, але знижує твердість фіксації моста й викликає пришвидше спрацювання кінців ресор. Для зменшення зношення використовують металеві накладки із покращеним покриттям на закінченнях ресор.

3.2.3 Амортизатори

Найбільш повно вимогам, пропонованим до підвісок автомобіля задовольняють гідравлічні важільні й телескопічні амортизатори.

Вимоги, пропоновані до амортизаторів:

- збільшення загасання з ростом швидкості коливань, щоб уникнути розгойдування кузова й коліс;

- малі загасання коливань при русі автомобіля по нерівностях малих розмірів;

- мінімальне навантаження від амортизатора на кузов;

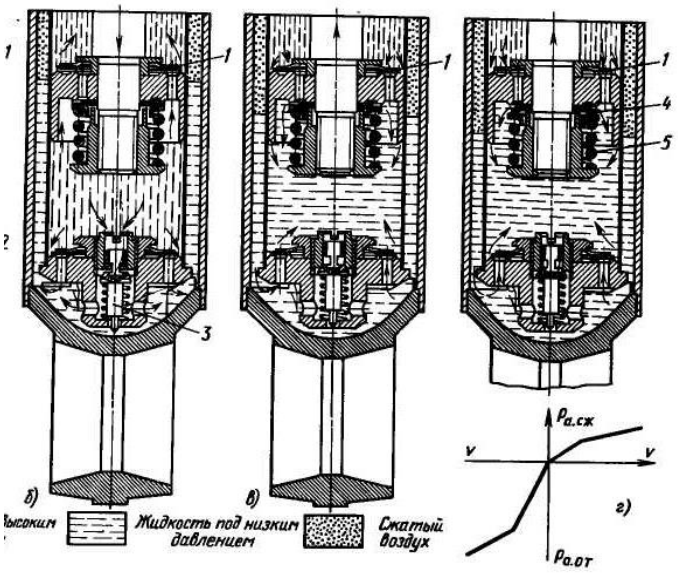
- стабільність дії при русі в різних умовах і при різній температурі повітря.

Найбільше поширення мають амортизатори двосторонньої дії з несиметричною характеристикою, коли коефіцієнт опору при стиску менше коефіцієнта віддачі, щоб при наїзді колеса на нерівність і швидкий стиск амортизатора не передавали великі зусилля на раму.

У двотрубного амортизатора розвантажувальні клапани відкриваються, коли швидкість коливання кузова значно збільшується; таким чином, навантаження на кузов обмежуються.

Тиск рідини в телескопічному амортизаторі в 4...5 разів менше, ніж у важільному, тому важільні вже не застосовуються.

Робочий процес двотрубного телескопічного амортизатора показаний на рисунку 3.6.



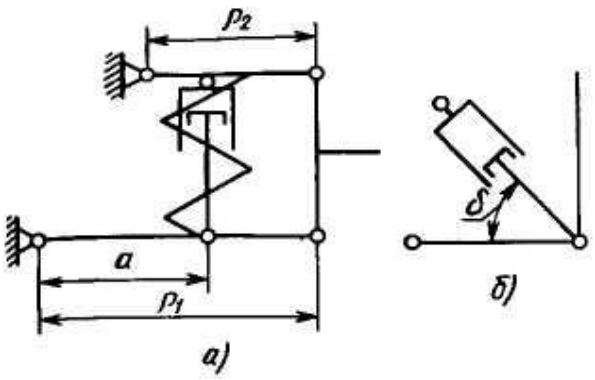
а - плавний стиск; б - різкий стиск; *в* - плавна віддача;

1- перепускний клапан стиску; *2*- калібрований отвір;

3- розвантажувальний клапан стиску; *4*- клапан відбою; 5- пружина

Рисунок 3.6 - Робочий процес і характеристика амортизатора

Схема установки амортизатора (рис. 3.7) визначається компонувальними міркуваннями; бажано розташовувати амортизатор можливо ближче до колеса. Широко поширене розташування амортизатора усередині пружини підвіски.



а - вертикально; *б* - під кутом

Рисунок 3.7 - Розташування амортизатора

4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4.1. Інтеграція систем

Стара теза інтеграції всього циклу створення виробу від проектування до аналізу й підготовки виробництва поступово одержує реальне втілення в програмному забезпеченні сучасних найбільш потужних інтегрованих CAD-систем (вищого рівня). З'явилося значно більше підстав називати їх уже не CAD-системами, а системами CAD/CAM/CAE й PDM.

Задачу інтеграції поставила на перше місце компанія Parametric Technology (PTC), споконвічно зробивши у своєму продукті Pro/Engineer (1988 рік) ставку на повну асоціативність всіх видів даних про виріб на основі єдиної структури бази (концепція «повного електронного визначення виробу»).

Сьогоднішній рівень, якому повинні відповідати системи автоматизації, можна визначити, користуючись терхвологією компанії Computer-vision (далі CV), як «Повний електронний опис об'єкта» (EPD – Electronic Product Definition). EPD – це технологія, що забезпечує розробку й підтримку електронної інформаційної моделі протягом усього життєвого циклу об'єкта, включаючи маркетинг, концептуальне й робоче проектування, технологічну підготовку, виробництво, експлуатацію, ремонт й утилізацію.

Аналогічні підходи застосовують й інші виробники. 2-мірне проектування, як раніше базове в конструкторських підрозділах, характерне для систем CAD «початкового» рівня, уважається минулим етапом, а креслення розглядається як похідна від об'ємного (твердотілого) проектування. й у чотири - шість разів скорочений час програмування верстатів ЧПК. Підвищення якості виробу вимагає створення високоточних траєкторій інструментів, а для цього потрібно генерувати набагато більші об'єми даних, оскільки різальному інструменту при цьому необхідно зробити набагато більше проходів по кожній траєкторії. Щоб.

створити програму для ЧПУ при виготовленні типової голівки блоку циліндрів, потрібна робота 3-4 фахівців протягом, приблизно, п'яти місяців, при цьому генерується біля мільйона точок. Автоматична генерація із твердотілої моделі за допомогою, наприклад, CV Toolmaker виконується за півгодини, враховується два з половиною мільйона точок і досягається висота гребінців менш 0,0001 дюйма при промисловому стандарті в 0,0005 дюйма.

Типовий для сьогоднішнього високотехнологічного виробництва проект найчастіше охоплює «розширене підприємство», у якому співробітничають розроблювачі, постачальники, виробники й замовники. Оскільки багато хто з учасників проекту й постачальники можуть перебувати в різних країнах, стає зрозуміло, що для забезпечення такої діяльності крім ПК і локальної мережі потрібні потужні мережні сервери, високопродуктивні графічні робітники, станції й глобальна мережа Internet.

Концепція «повного електронного визначення виробу» у цей час розвилася до концепції Total Product Modelling (загальної моделі виробу). Це новітня методика інтеграції даних, що найбільше повно відповідає ідеям і цілям PDM. Вона враховує використання всіх даних про виріб із всіх ділянок - від конструкторських бюро до маркетингових служб. Ці дані застосовуються для побудови повного, всебічного опису як самого виробу (геометричні цифрові тривимірні твердотілої моделі САПР, кінцево-елементні моделі для аналітичних розрахунків), так і технологічних прийомів його виробництва, особливостей його функціонування, режимів застосування й т.п. На сьогоднішній день такий підхід до інтеграції даних реалізований тільки в САПР СЛПА (IBM/Dassault) - «Virtual Product Modelling», Optegra/CADDS5 (Computer-vision) - «Electronic Product Definition» й EDS/ Unigraphics.

Іншими характерними можливостями таких систем стали:

– Повна параметризація всіх моделей, уперше застосована компанією PTC в 1989 р. (Pro/ Engineer), що дуже істотно при ітеративному характері роботи при проектуванні. Давно помічено, що найбільший обсяг робіт – це не саме проектування, а внесення зхв і виправлення пов'язаних із цими зхвами помилок.

Процес параметричного моделювання можна описати в такий спосіб: у ході побудови система накопичує конструкційні параметри й співвідношення між ними, а також формує протокол (історію) створення геометрії, дозволяючи простою зхвою параметрів легко модифікувати й регенерувати модель.

Більші зборки. Зараз можлива робота зі збірками з тисяч і десятків тисяч деталей. У міру того як користувачі CAD рухалися до паралельного проектування, команди технологів і проектувальників стали працювати спільно. Якщо шляхом комп'ютерного моделювання збірки проектувальник може зафіксувати нестиковку, він заощадить на вартості виготовлення фізичного прототипу. Сьогодні багато постачальників CAD-систем старшого класу випустили засіб, підтримуючий одночасний доступ користувачів до деталей і зборок.

Можливість швидкої візуалізації складних об'єктів і збірок. Більшість засобів моделювання збірок використають стратегії спрощення для того, щоб упоратися із проблемою великого об'єму даних. Перша стратегія дозволяє завантажувати тільки ту частину збірки, яка споживачеві потрібна для роботи. Друга стратегія спрощення збирання дає можливість показати вид з меншим числом деталей для деяких компонентів. Третя стратегія використовує сіткове подання геометрії деталей, а не їх точне математичне представлення, що вимагає значно менше часу й ресурсів.

Гібридне моделювання (CADDS 5, UG/Solid Modelling, Euclid, З ATI A) дозволяє сполучати каркасну, поверхневу, твердотілу геометрію й використати комбінації жорстко розмірного (з явним завданням геометрії) і параметричного моделювання.

З іншого боку, однією з головних тенденцій сучасного ринку САПР є активний розвиток частки середніх систем автоматизації, орієнтованих на молодші, недорогі моделі робочих станцій Unix і платформи Windows 95/NT. Це SolidWorks (SolidWorks Inc.), SolidEdge (Intergraph), Cimatron (Bee- pitron). Фірми розроблювачі важких САПР спішно випускають САПР середнього рівня, що працюють незалежно, або разом із САПР третього рівня: Unigrafics - Solid Edge, або SolidWorks; Pro/Engineer - PT/Modeler; EUCLID A - PRELUDE DESIGN; Anvil 5000 - Anvil Express; -I-DEAS Master Series - I-DEAS Artisan Series.

Наслідком цієї тенденції стало усвідомлення більшістю користувачів того факту, що системи молодшого класу гарні тільки для рішення певного кола проблем і малоефективні з погляду середніх і великих компаній, діяльність яких далеко виходить за рамки креслення, нехай навіть і з розширеними можливостями тривимірного моделювання. Важкі вимагають потужного устаткування й самі по собі досить дорогі. По оцінках експертів, системи середнього класу можуть покрити до 80% типових машинобудівних задач.

Цьому сприяє також процес стрімкого зростання потужності щодо недорогих персональних комп'ютерів (ПЕВМ, ПК, РС), фізичні можливості яких на сьогодні зрівнялися з робочими станціями 2-х літньої давнини й продовжують рости. Так, відповідно до відомого закону Мура, продуктивність процесорів ПК подвоюється кожні 1,5-2 року. Ємність жорстких дисків росте приблизно в 1,5 рази за той же період часу. Саме ПЕВМ мають високу універсальність і найкраще співвідношення ціна -продуктивність.

ОС UNIX «здає» свої позиції як середовище, у якому функціонують серйозні CAD/СЛМ системи. Системи CAD/CAM середньої потужності, які 2 роки тому працювали тільки під ОС UNIX на робочих станціях (вартістю від 20 тис. $) працюють під WINTEL (SolidEdge, SolidWorks). Цьому також сприяє факт широкого поширення базових програмних рішень фірми Microsoft, у тому числі для мережної роботи (особливо Windows NT), що дозволяють зв'язувати різні групи проектувальників, що раніше було можливо лише на платформі UNIX.

Збільшується інтеграція функцій з CAD у базові операційні системи, що природно сприяє стандартизації цих функцій. Найбільш відомий приклад - плани включення Open GL в Windows. Уже зараз Open GL - найлегший й універсальний метод рендерінгу об'єктів CAD.

2. Стратегія багаторівневих комплексів.

Стратегія створення “багаторівневих комплексів” включає пари твердотілих CAD/CAM важкого й середнього рівня (з єдиним геометричним ядром) і CAD початкового рівня. При цьому вся система подібна до піраміди, де в основі - більше число CAD (для доробки креслярської документації), а у вершині - одне або кілька робочих місць на базі «важких» систем.

3. Розвиток програм конвертерів. Розвиваються програми конвертори найбільше розповсюджених форматів тривимірних геометричних даних, але повної сумісності форматів поки немає, і можливо не буде, через різницю в наборі геометричних функцій. Тому від вибору геометричного ядра системи буде залежати можливість застосування тих або інших CAM/СЛЕ/CIM/PDF систем. Важливою характеристикою САПРу варто вважати також розмаїтість форматів експорту й імпорту інформації. Ядром всіх сучасних САПР є модуль геометричного моделювання, що дає можливість побудувати коректний опис проектованого продукту, що є базою для всіх інших задач, розв'язуваних у рамках системи. Сучасна САПР зобов'язана мати можливість моделювати геометрію

твердого тіла методом Вгер. Метод одержав назву від скорочення терхва Boundary Representation - опис тіла за допомогою подання границь або точного аналітичного завдання граней, що обмежують тіло. Це єдиний метод, що дозволяє створити точне, а не приблизне подання геометрії тіла. Сьогодні важко зустріти систему, яка б не мала, або не декларувала б наявність методів твердотілого моделювання. Однак функціональні можливості методів побудови твердого тіла у двох системах можуть сильно відрізнятися один від одного. Варто звертати увагу на функціональну повноту, можливість вирішувати топологічні складні задачі: що перекриваються скруглення зхвного радіусу, побудова тонкостінного тіла зі зхвою топології, взаємозв'язок методів побудови поверхонь і твердого тіла, можливість параметризації й зхви моделі.

Досягненням сучасного періоду можна вважати методи побудови поверхонь довільної форми на основі В-сплайнів - NURBS, що стали стандартом де-факто для проектування складних поверхонь.

4. Створення корпоративних інтегрованих інформаційних систем керування.

Якщо раніше комп'ютерні й інформаційні технології розвивалися по шляху поступового нарощування потужностей і вирішення задач локальної автоматизації (що приводить до нагромадження баз даних і підготовці кадрів, то зараз різкий ривок в області сучасних інформаційних технологій досягається за допомогою створення корпоративних інтегрованих інформаційних систем керування підприємством (PDF), що включає крім CAD/CAM/CAE ще й:

- автоматизовану підсистему технічної підготовки виробництва;
- підсистему інформаційного керування матеріально-технічним постачанням і складами, плануванням і виробничих процесів;
- підсистему автоматизації фінансово-економічної діяльності й бухгалтерського обліку, оперативної підготовки даних для аналізу, стратегічного прогнозування й прийняття оптимальних керуючих рішень;
- підсистема документообігу й електронного архіву.

Популярною архітектурою є «клієнт-сервер», де ОС сервера - «UNIX», клієнта - «Windows NT», основна СУБД - «Oracle».

5. Створення «віртуального підприємства». Процес створення складного виробу, характеризується інтенсивним обхвом результатами роботи між організаціями, підрозділами організації й конкретними виконавцями, що беруть участь у розробці. При цьому взаємодія відбувається на всіх етапах «життєвого

циклу» продукту й охоплює фази виробництва й експлуатації. Ефективна робота такого конгломерату «віртуального підприємства» забезпечується застосуванням CALS технологій.

4.2 Огляд сучасних програмних продуктів для можливого проектування технологічного забезпечення процесу ремонту деталей

На сьогодні багато фірм розробляє повнофункціональні системи автоматизованого проектування (САПР) – лінії взаємозалежних програм (модулів), що підтримують більшість проектних процедур у певних областях проектування. Часто розробники таких САПР поряд з оригінальними програмними модулями включають у свої системи програми інших фірм. На ринку існує широка пропозиція також програмних продуктів для окремих проектних процедур і операцій.

Найрозвинутішими, але й дорогими, є САПР високого рівня. У п'ятірку світових лідерів таких САПР входять системи CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія Unigraphics Solutions).

Остання, п'ята версія системи CATIA дозволяє створювати варіанти САПР для проектування виробів, від концептуального проектування до технологічної підготовки виробництва і планування виробничих ресурсів. У системі є засоби для поверхневого і твердотілого 3D-геометричного моделювання складних поверхонь, деталей і збірок з оптимізацією параметрів. Можливі фотореалістична візуалізація, відновлення математичної моделі з матеріального макета. Пропонується низка типових конфігурацій системи, у тому числі конфігурації P1 для САПР невеликих і середніх підприємств, переважно постачальників комплектуючих, і P2 – для повнофункціонального наскрізного проектування складних виробів.

САПР Unigraphics – система для проектування великих вузлів і підготовки конструкторської документації. У конструкторській частині Unigraphics є засоби для твердотілого конструювання, геометричного моделювання на основі NURBS-поверхонь, створення креслень за 3D-моделлю, проектування складальних комплектів (у тому числі з тисячами деталей) з врахуванням асоціативності, аналізу допусків та інших операцій. У технологічній частині системи передбачено розроблення програм керування для токарного й електроерозійного оброблення,

синтез і аналіз траєкторій інструмента при фрезерному три- та пятикоординатному обробленні проектування прес-форм і штампів тощо. Для інженерного аналізу призначені модулі кінематичного й динамічного моделювання механізмів з визначенням сил, швидкостей і пришвидшень, програми міцнісних розрахунків за методом скінчених елементів, засоби аналізу процесів лиття при виготовленні деталей із пластмас.

Керування проектним даними, проектуванням і документообігом у сучасних САПР покладається на системи PDM (Product Data Management).

В Unigraphics функції PDM виконує система iMAN до складу якої входять модулі керування конфігурацією виробів, паралельними і послідовними бізнес-процесами і процесами проектування, доступом до бази даних, інтеграцією модулів та ін. В IBM використовується система PDM ENOVIAMP. Це система керування даними, яка сприяє інтеграції систем проектування, виробництва і керування усередині підприємства і дозволяє окремим фірмам поєднуватися у віртуальні підприємства на базі Web-технологій. До функций цієї системи входить керування проектами і зхвами даних, розподіл проектних даних по робочих групах, інтерфейс із системами керування виробництвом (АСУП) тощо.

Система Omega Production передбачає: структурування даних про вироби, технологічні процеси, оснащення й устаткування; керування документами і документообігом; керування конфігурацією виробів; контроль зхв, внесених у проект; інтерфейс з іншими САПР. Крім цього, в Omega Production є модулі оперативного керування виробництвом, контролю якості продукції, керування запасами і постачанням матеріалів та комплектуючих.

Система Search, розроблена білоруською компанією Інтермех, виконує всі основні функції PDM: збереження, пошук і редагування документів різних типів (текстових документів, специфікацій, креслень), реалізацію встановлених прав доступу до даних, формування різних довідок і звітів, візуалізацію структури виробів у вигляді дерева зв'язків компонентів, імпорт із зовнішніх баз даних, організацію групової роботи над проектами, керування версіями і внесенням зхв у проект. У Search забезпечено дистанційний доступ до архіву за допомогою Web-браузерів.

У САПР компанії Інтермех входять також інші оригінальні програми: AVS - для випуску конструкторської документації, fechcard - для технологічної підготовки виробництва, LCAD - для планування виробничих цехів і дільниць.

Конструкторське 3D-проектування в САПР фірми Інтермех здійснюється за допомогою програм компанії Autodesk.

Велика частка машинобудівних САПР належить до середнього рівня. Це системи компаній Autodesk, Solid Works Corporation, Топ Системи, Аскон. Усі ці системи орієнтовані, у першу чергу, на платформу Wintel і мають, як правило, підсистеми оформлення конструкторско – креслярської документації, твердотілого 3D – геометричного моделювання, технологічної підготовки виробництва, керування проектними даними, інженерного аналізу й розрахунку окремих видів машинобудівних виробів, а також бібліотеки уніфікованих компонентів і типових конструктивних рішень.

Модель 3D може бути отримана безпосередньо за кресленням, або за допомогою булєвих операцій, чи шляхом виштовхування, протягання, обертання профілю, лофтінга і т. д. Передбачений розрахунок масово-інерційних параметрів. З іншого боку, можна за видами і розрізами тривимірної моделі отримати креслення. Для цього використовується підсистема T-flex CAD 3D Для параметричного проектування й оформлення конструкторської технологічної документації призначена підсистема T-flex CAD 2D, для керування проектами і документообігом - підсистема T-flex DOCs. У підсистемі технологічного проектування T-flex ТехноПро здійснюють синтез технологічних процесів, розрахунок технологічних розмірів, вибір різального й допоміжного інструмента, формування технологічної документації, у тому числі операційних і маршрутних технологічних карт, відомостей оснащення й матеріалів, карт контролю. Підготовка програм для верстатів з ЧПК здійснюється в підсистемі T-flex ЧПК. Крім названих основних підсистем, до складу T-flex CAD включені програми для інженерних розрахунків деталей, проектування штампів і прес-форм.

Спільним недоліком перелічених програмних продуктів є те, що в них подані для користування типові методи одно – і багатокритеріальної оптимізації, кожен з яких має свої обмеження щодо застосування. Це не дає можливості комплексно, з єдиних позицій, оцінювати якість майбутнього виробу на різних стадіях проектування, оптимізувати його структуру й параметри.

5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

Вимоги підвищення надійності деталей лісозаготівельних машин незмінно зростають у зв'язку з постійним збільшенням швидкостей і питомих навантажень. Це в повній мірі відноситься до зубчастих передач –невідємним елементом сучасних машин коліс ставиться до зубчастих передач – невід'ємним елементам сучасних машин. При цьому значний ріст напруженості їх сполучається з необхідністю зниження маси й збільшення ресурсу їх роботи. Розв'язок цих завдань пов'язане з підвищенням міцності й зменшенням динамічних навантажень у зубчастих передачах.

Володіючи рядом істотних гідностей, зубчасті передачі є джерелом вібрації внаслідок виникнення динамічних навантажень у зачепленні через погрішності профілю, основних кроків і змінної твердості зачеплення, що знижує їхня довговічність і надійність.

Як відомо, динамічне навантаження визначається по формулі.

$$P = \psi V \sqrt{C\mu} \tag{1}$$

де ψ - коефіцієнт ослаблення удару;

V - швидкість при серединному або кромочном ударі,

C - твердість зачеплення при серединному або кромочном ударі,

μ - наведена маса коліс.

Розглянемо вплив деяких геометричних параметрів зубчастої передачі на швидкість удару V, а отже й динамічне навантаження, що виникає в зачепленні в результаті помилки основного кроку зубчастих коліс.

Розглянемо зачеплення зубів при серединному ударі $tc < 0$ (мал. 1) коли крайка ведучий колеса наприкінці лінії зачеплення (крапка A) почне взаємодіяти із профілем зуба веденого колеса. При цьому швидкість відомого буде зменшуватися, а ведучого збільшуватися доти, поки не зникне зазор, дорівнює наведеної помилці зубів tc позад пари, що йде.

$$\Delta t_c = P_{bt1} - P_{bt2} - \delta \angle 0$$

де індекс 1 стави_ до провідн, а індекс 2 до ведений колесо P_{bt1}, P_{bt2} – основн крок шестірн й колес, δ – деформаці пары, що неударяющей

Наличие наведеної помилки зубів приводить до коливання передатного відношення, погрішність якого при цьому буде рівна

$$\Delta U = U - U_{\text{кр}} \tag{2}$$

де U – передатне відношення передачі,

$U_{\text{кр}}$ – миттєве передатне відношення.

Швидкість серединного удару буде дорівнює різниці швидкостей провідного й веденого коліс

$$\frac{r'_{b1}\omega_1 \Delta U}{U} = \frac{r'_{b2}\omega_2 \Delta U}{U_{\text{кр}}} = r'_{b1} \cdot \omega_2 \cdot \Delta U \tag{3}$$

де ω – міжцентрова відстань; φ_1, φ_2 – кути кромочного зачеплення шестірні й колеса, $r_{b1}, r_{b2}, R_{a1}, R_{a2}$ - радіуси основної окружності й радіуси вершин зубів шестірні й колеса, α_ω – кут зачеплення.

Знаючи, що $U = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$, а $U_{\text{кр}} = \frac{O_2P_1}{O_1P} = \frac{r'_{b2}}{r'_{b1}}$ й використовуючи малюнок 1, рівняння (3) можна перетворити до виду

$$\frac{\Delta U}{U} = 1 - \frac{r_{b1}}{r'_{b1}} = 1 - \frac{R_{a1}\cos\varphi_{O1}}{R_{a1}\cos(\varphi_1 + \varphi_{O1} - \gamma_2)} \tag{4}$$

Звичайно вважають, що ведуче колесо в процесі кромочного контакту буде обертатися рівномірно. Тоді порушення в зубчастій передачі, або кутове прискорення веденого колеса, можна визначити по формулі:

$$\varepsilon_{C2} = \frac{W_{C2}}{r_{b2}}$$

де W_{C2} – прискорення веденого колеса.

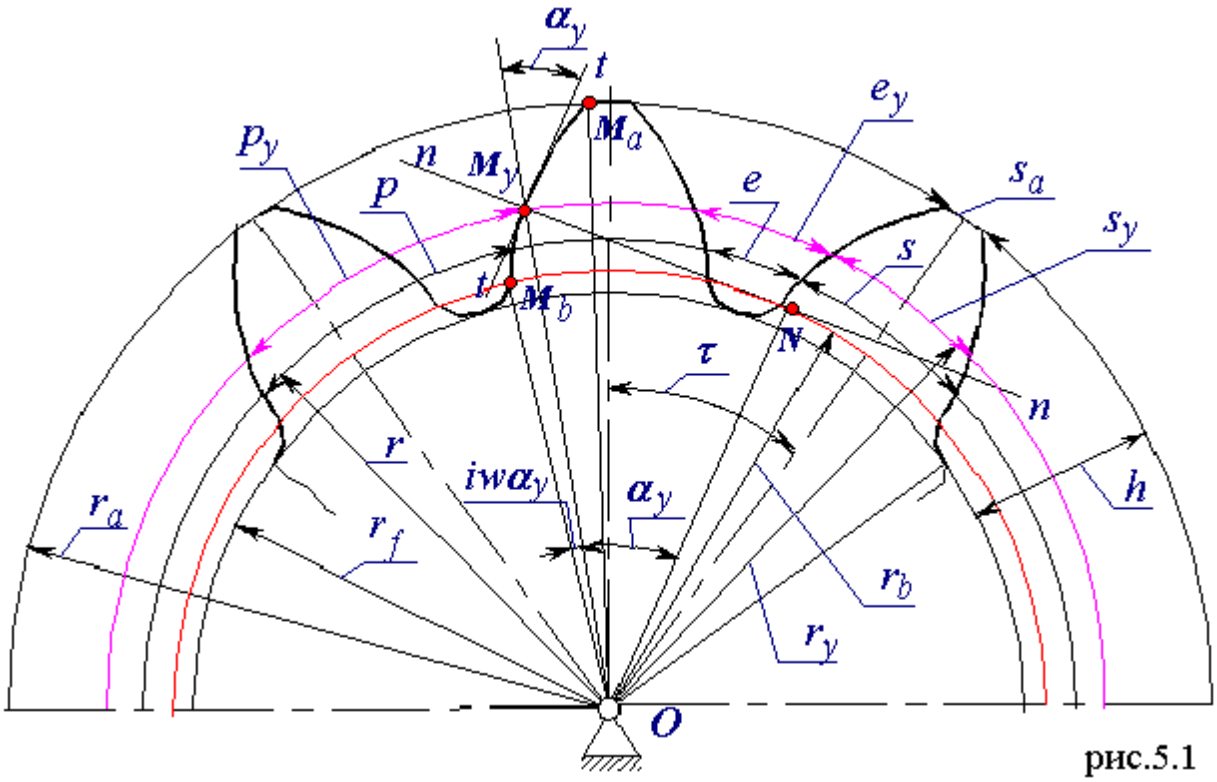


Рисунок 5.1 – Схема кромкового зачеплення при t < 0;

Прискорення W_{C2} одержимо диференціюванням швидкості V_C за часом, попередньо підставивши значення $\frac{\Delta U}{U}$ з рівняння (4) і зробивши відповідні перетворення

$$W_{C2} = \frac{dV_c}{dt} = -\omega_1 R_{a1}\left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\gamma_1}{dt}\right)\sin\left(\varphi_1 + \varphi_{O1} - \gamma_2\right) \qquad (5)$$

знак мінус означає, що ведене колесо обертається уповільнено.

Визначити з малюнка 1 φ_1, φ_2 і γ_2 й знаючи, що з невеликою погрішністю до 10% можна вважати $\varepsilon_{C2} = const$ [2, 3], одержимо:

$$\varepsilon_{C2} = \frac{\omega_1^{\,2} R_{a1}}{r_{b2}}\left(1 + U_{21} + C_1\right)\sin\varphi_{O1} \qquad (6)$$

де $R_{a1} = -\alpha_\omega 0.5mz_2 + m\left(h_a + x_2\right)$

x_1 і x_2 - коефіцієнти зсуву шестірні й колеса,

$$C_1 = \frac{a_\omega R_{a1} \sin\psi_1}{r_{b2}\sqrt{a^2{}_\omega} + 2a_\omega R_{a1}\cos\psi_1 + R^2{}_{a1} - r_{b2}}$$

Швидкість серединного удару визначаємо з вираження

$$V_C = \sqrt{\varepsilon_{c2}} \cdot r_{b2} \cdot 2\Delta t_c = \omega_1 \sqrt{R_{a1}} \cdot (1 - U_{21} - C_1) \cdot \sin\varphi_{O1} \cdot 2\Delta t_c \qquad (7)$$

Якщо тепер припустити, що $\omega_2 = const$, то кутове прискорення ведучого колеса в крапці A буде рівно

$$\varepsilon_{c1} = \frac{W_C}{r_{b1}} = \omega_1{}^2 \sqrt{R_{a1}} \cdot (1 - U_{21} - C_1) \cdot tg\varphi_{O1} \qquad (6)$$

Однак швидкість серединного удару при цьому не зміниться й буде визначатися по формулі 7. Відповідно до формули 7 на рисунку 2 представлені графіки залежності швидкості серединного удару V_C від геометричних параметрів зубчастих коліс при вільній міжосьовій відстані передачі, постійної окружної швидкості $V = 6$ м/с й параметрами $m = 3$ мм, $z_1 = 40$, $z_2 = 120$, $x_1 = x_2 = 0$, $\Delta t_c = 0{,}01$ мм, $\alpha_w = 20°$.

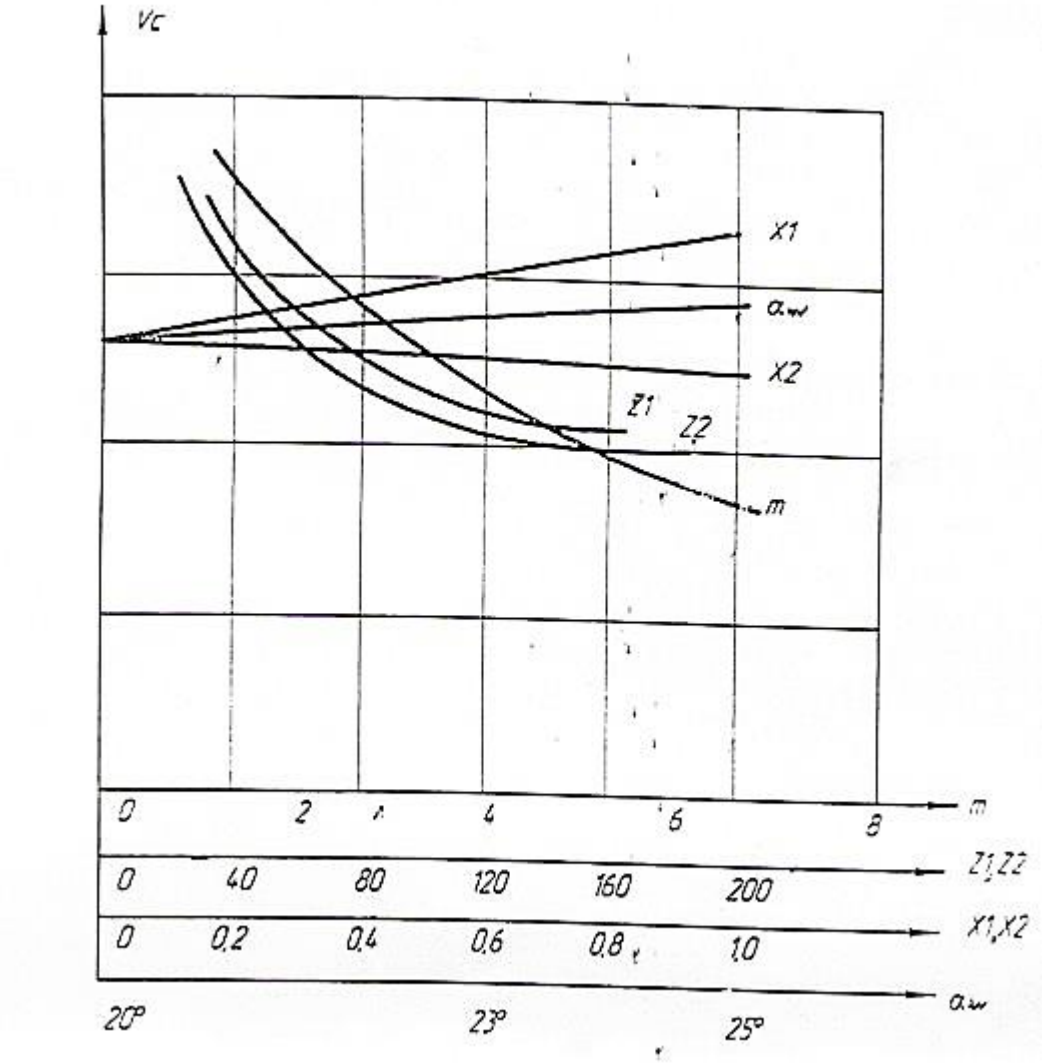


Рисунок 5.2 – Залежність швидкості серединного удару від параметрів коліс
m -модуль; Z_1, Z_2, - число зубів шестірні й колеса;
X_1, X_2 - коефіцієнти зсуву шестірні й колеса; $\acute{\alpha}_w$ – кут зачеплення

При побудові графіків мінявся тільки один з параметрів, інші залишалися постійними. Аналіз отриманих графіків показує, що швидкість серединного удару зменшується зі зменшенням z_2 і x_2, $\alpha_{w0} h_a$ і збільшенням і m, z_1 і x_1

Отже, на стадії проектування зубчастих передач із внутрішнім зачепленням за рахунок припустимого з конструктивних міркувань зміни геометричних параметрів зубчастих коліс можна добитися зменшення динамічних навантажень у передачі без підвищення точності виготовлення зубчастих коліс.

6 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

6.1 Обґрунтування виробничої програми ремонту

У наш час на Україні скрутне економічне становище й тому на великий річний обсяг ремонту розраховувати не доводиться. Багато автотранспортних підприємств не мають досить засобів на покупку дорогих сучасних імпортних автомобілів, а також нових виробництва близького зарубіжжя, тому експлуатують застарілі автомобілі. Усі вони мають значний пробіг і потребують ремонту. Враховуючи усе вище викладене можна сказати, що потреба в капітальному ремонті агрегатів автомобілів Урал 4320 буде існувати, тому ухвалюємо річний обсяг ремонту 6000 одиниць.

6.2 Визначення типу виробництва й розрахунки трудомісткості по видах робіт

Згідно із прийнятою кількістю одиниць ремонтів і маси деталей, користуючись [11] ухвалюємо крупносерийный тип виробництва.

Розрахунки робимо згідно [11].

Річна трудомісткість для операції визначається по формулі, чол год

$$T_{РК} = \frac{T_{шт.к}}{60} \cdot N_2, \tag{6.1}$$

де $T_{шт.\ до}$ – штучно-калькуляційний час для відповідної операції, хв.

Визначається згідно [11] по розділу 2.2.

$N_г$ – річний обсяг виробництва, шт. Ухвалюємо $N_г$=6000 шт.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 6.1.

6.3 Визначення необхідної кількості встаткування

Загальна кількість устаткування для кожної технологічної операції [11] визначається згідно із залежністю (6.2)

$$n = \frac{T_{Р.К.}}{Ф_{Д.В}}, \quad (6.2)$$

де Тр.$_{к.}$ – трудомісткість річної програми по даному виду робіт, чол год;

Фд.$_{в}$ – дійсний річний фонд часу встаткування, год. Ухвалюємо Фд.$_{в}$=2030 год.

Згідно отриманого кількості встаткування визначаємо коефіцієнт завантаження встаткування по формулі

$$К_{З} = \frac{П_{Р}}{П_{П}}, \quad (6.3)$$

де $П_{р}$ – розрахункова кількість устаткування, шт.;

Пп – прийнята кількість устаткування, шт.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 6.1.

6.4 Визначення кількості робітників

Визначення чисельності робітників проводимо згідно [11] з урахуванням однозмінного режиму роботи підприємства.

Кількість основних робітників по професіях визначається по формулі

$$m = \frac{T_{РК}}{Ф_{др} \cdot \eta}, \quad (6.4)$$

де $Ф_{др}$ – дійсний річний фонд робочого часу, год;

η – коефіцієнт багатоверстатного встаткування. Ухвалюємо η=1.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 6.1.

Згідно отриманим даним (табл. 6.1) отриманий низький коефіцієнт завантаження встаткування. Тому ми вважаємо, що недоцільно проектувати ділянка по відновленню тільки первинних валів і картерів коробки передач. З економічної точки зору необхідно обєднати усе встаткування, яке необхідно для

відновлення всіх деталей коробки передач, в одну єдина ділянка. Тому розрахунки площі ділянки й розробка планування будуть виконані в третин частини даного комплексного дипломного проекту.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків необхідного встаткування й виробничих робітників

Найменування встаткування	Сумарний штучно-калькуляційний час для всіх операцій, виконуваних на даному встаткуванні $\sum T_{шк}$	Річна трудомісткість для одиниці обладнання $T_{рк}$, чол·ч	Необхідна кількість устаткування		Коефіцієнт завантаження обладнання	Кількість основних робітників
			Розрахункова	Прийнята		
Вал первинний						
Верстат слюсарний	6,3	630	0,31	1	0,31	1
Стіл для контролю	1	100	0,05	1	0,05	1
Верстат токарно-гвинторізний 1 ДО62	1,36	136	0,07	1	0,07	1
Верстат круглошлифовальний 3Б161	29	2900	1,43	2	0,715	2
Машина мийна АКТБ-151	7,1	710	0,35	1	0,35	1
Установка піскоструйна	7,3	730	0,36	1	0,36	1
Установка для напилювання ОКС-5386	15,8	1580	0,78	1	0,78	1
Прес гідравлічний ПА-43	9,2	920	0,45	1	0,45	1
Картер коробки передач						
Верстат слюсарний	19,9	1990	0,98	1	0,98	1
Установка газодинамічного напилювання Дімет 403	37,6	3760	1,85	2	0,925	2
Верстат горизонтально-розточувальної 2А614	7,29	729	0,36	1	0,36	1
Верстат радіально-свердлильний 2Н-55	13,8	1380	0,67	1	0,67	1
Стіл зварника, зварювальний перетворювач ПСО-300	7,2	720	0,354	1	0,354	1
Верстат токарно-гвинторізний зі ЧПУ 16 ДО20Т1	6	600	0,3	1	0,3	1
Стіл для контролю	3	300	0,15	1	0,15	1

7 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

7.1 Вихідні дані

На проектованому автомобілі пропонується удосконалення задньої підвіски, що дозволить збільшити середню швидкості руху в міських умовах і по шосе за рахунок поліпшення показників покращення показників процесу стійкості та плавності руху, а також, за рахунок більш удосконаленого спрямовуючого пристрою підвищити строк служби виробу в цілому, так і окремих вузлів та агрегатів,(наприклад, шин). Автомобіль призначений дня перевезення вантажів в межах міста та на середні відстані по дорогах з удосконаленим покриттям. За аналог прийнятий вантажний автомобіль 3-го класу ГАЗ 3302 ГАЗель.

Таблиця 7.1 Технічні експлуатаційні і вартісні показники базового і проектованого варіанта вантажного автомобіля.

Показники	Формула	Значення	
		Базовий варіант	Проектуємий варіант
Технічні параметри			
1. Повна маса вузла, *кг*		165	150
Експлуатаційні показники			
1.Довговічність задньої підвіски (пробіг *тис.км*.)		300	350
2.Вантажопід'ємність, *кг*.		2300	2700
3. Трудові і матеріальні витрати, пов'язані з виготовленням передньої підвіски			
1.Трудоємкість виготовлення задньої підвіски	T_P	T_{P1} = 100	T_{P2} = 110
2. Погодинна тарифна ставка робочого, грн. тарифний коефіцієнт	Сг КТ	Сг1 = 2 КТ1 = 1.2	Сг2 = 2 КТ2 =1.2

Продовження табл.7.1

3. Коефіцієнт доплат	$К_Д$	$К_{Д1}$ = 1.5	$К_{Д2}$ =1.5
4. Основна і додаткова заробітна платня робочого з відрахунками на соціальне страхування, *грн*.	$ФЗП=С_г*К_Т*Т_Р*К_Д$ $О_{см}=ФЗП*0.375$ $ЗП = ФЗП+О_{СМ}$	$ФЗП_1$ = 360 $О_{см1}$ = 135 $ЗП_1$ = 495	$ФЗП_2$ = 396 $О_{см2}$ = 148.5 $ЗП_2$ = 634.5
5. Матеріальні витрати а) матеріали, *грн*; б)запасні частини, *грн*; в) покупні вироби, *грн*. Разом матеріальні витрати, *грн.*	$С_м$ $С_з$ $С_п$ $С_{мат}= С_М+ С_З+С_П$	$С_{м1}$ = 170 $С_{з1}$ = 130 $С_{п1}$ = 350 $С_{мат1}$ = 170 + +130+350=650	$С_{м2}$ = 180 $С_{з2}$ = 150 $С_{п2}$ = 600 $С_{мат2}$ = 930
6. Загальна сума додаткових витрат на виготовлення виробу, *грн*.	$С_{доп} = С_{мат}+ЗП$	$С_{доп1}$ = 1145	$С_{доп2}$ = 1564.5
7. Вартість виробу, *грн*.	$В = С_{доп}* П* *НДС$	$В_1$ = 1145*1.3* *1.2 = 1786.2	$В_2$ = 2097.42
8. Вартість підвіски, *грн*.	$Ц_{пр.авт.}=Ц_{авт.}+$ $+(В_2-В_1)$	$Ц_{авт.}$ = 4000	$Ц_{пр.авт.}$= 4000+ +(2097.42- 1786.2)=4311 .22

7.2 Розрахунок економічного ефекту від виготовлення автомобіля

Показники	Умов. позн.	Формула	Значення по варіантам конструкцій	
			Базовий	Спроектований
Техніко-експлуатаційні показники				
1.Вантажопід'ємність, *т*	*q*		0.25	0.27

Продовження таблиці 7.2

2. Експлуатаційна швидкість, *км/год*	V_T		45	60
3. Час в наряді, *год*	$T_н$		8	8
4. Середня відстань їздки з вантажем, *км*	L_{ep}		80	80
5. Коефіцієнт випуску вантажівок на лінію	$\alpha_в$		0.8	0.9
6. Коефіцієнт використання пробігу	β		0.6	0.6
7. Коефіцієнт використання вантажопідємності	γ		0.8	0.8
8. Виробітка однієї вантажівки за рік: а) в тонах, *т* б) в тонокілометрах *т*км*	W_q $\underline{W_p}$	$W_q = Д_р * \alpha * q * \gamma * \beta * V_T * T_н + V_T * \beta$ $W_p = W_q * L_{ep}$	W_{q1}=290*0.8*0.3*0.8*0.6*20*8+20*0.6= 5357.28 W_{p1} = 5357.28*2 = 10714.56	W_{q2}=290*0.9*0.3*0.8*0.6*20*8+20*0.6= =6025.44 W_{p2}=6025.44*2 =12050.88
9.Додаткова кількість перевезень за рік; а) в тонах; *т*. б) в тонокілометрах, *т*км*	Q P	$Q = W_{q2} - W_{q1}$ $P = W_{p2} - W_{p1}$	Q = 6025.44-5357.28 = 668.16 P = 12050.88-10714.56 = 1336.32	
10.Середньодобовий пробіг вантажівки, *км*	$L_{ср}$	$L_{ср} = T_н * V_T$	$L_{ср1}$ = 8*45 = =360	$L_{ср2}$ = 8*60 = =480
11.Пробіг вантажівки за рік, *км*	L	$L = L_{ср} * Д_к * \alpha_в$	L_1 = 360*290* *0.8=93960	L_2=480*290 *0.9=125280
12.Години роботи на лінії за рік, год.	АГ		2320	2320

Продовження таблиці 7.2

Вартісні показники				
1.Витрати на перевезення за рік – всього, *грн*.	*З*		$З_1$ = 23767.94	$З_2$ = 26251.66
1.1 Основна і додаткова заробітна плата водія, *грн*.	*ЗП*	*ФЗП=АГ*С$_г$ *К$_{д1}$* $О_{см}$=0.375* *ФЗП *ЗП=ФЗП+$О_с$*	$ФЗП_1$=2320*0.6 *1.5=2088 $О_{см1}$=0.375* *2088=783 $ЗП_1$ = 2088+ +783=2871	$ФЗП_2$=2320*0. 6*1.5=2088 $О_{см2}$=0.375* *2088=783 $ЗП_2$=2088+783 = = 2871
1.2 Пальне , *грн*.	$З_п$	$З_п=Н_л/100L*$ $К_п*В_{1л}$	$З_п$=10/100* *37120*1.2* *2.85=12695.04	$З_п$=10/100* 41760*1.2*2.8 5 =14281.92
1.3 Мастильні та інші експлуатаційні матеріали (від вартості пального), *грн*.	$З_{см}$	$З_{см}$= =$З_п*У_{маст}$/ /100	$З_{см}$=12695.04* *15 / 100 = =1904.26	$З_{см}$=14281.92* *15/100= =2142.29
1.4 Знос і ремонт шин, *грн*.	$З_ш$	$З_ш=L/100*$ $Н_ш/100*В_ш*n$	$З_ш$=93960/100* *1/100*80*4 = =1187.84	$З_ш$=125280/10 0*1/100*80*4 = =1336.32
1.5 Технічне обслуговування вантажівки, грн.	$З_{ТО}$	$З_{ТО}$=L/1000* *$N_{ТО}$	$З_{1ТО}$=37120/ /1000*4=148.48	$З_{2ТО}$=41760/ 1000*4=167.4
1.6 Амортизація вантажівки (25% за рік від вартості вантажівки), *грн*.	$З_{ам}$	$З_{ам}=В_{авт}$* *0.25	$З_{ам1}$=4000*0.25= =1000	$З_{ам2}$=4311.22* *0.25=1077.81

Продовження таблиці 7.2

1.7 Загальногосподарські витрати (20% від 1.1 – 1.6)	$З_{заг}$	-	$З_{заг1}$=3961.32	$З_{заг2}$=4375.28
2 Собівартість за одиницю	S	$S=З/W_q$	S_1=23767.94/ /5357.28=4.44	S_2=26251.66/ /6025.44=4.36
3 Середня ринкова вартість	B	$B=S+S*H_m/$ /100	B_1=4.44+0.3* *2.05=5.772	B_2=4.36+0.3* *1.99=5.668
4 Доход без ПДВ від перевезень, *грн*	D	$D=B*W_q$	D_1=5.772* *5357.28= =30922.22	D_2=5.668* *6025.44= =34152.19
5 Прибуток без ПДВ від перевезень, *грн.*	$П_б$	$П_б= D-З$	$П_{б1}$=30922.22- - 23767.94 = =7154.28	$П_{б2}$=34152.19- -26251.66= =7900.53
6 Додатковий річний прибуток від втілення нової підвіски, *грн*	$ΔП_б$	$ΔП_б$=$П_{б2}$- $П_{б1}$	$ΔП_б$ = 7900.53-7154.28= 746.25	

7.3 Розрахунок загального економічного ефекту від проектування нового автомобіля

Загальний економічний ефект ($E_{заг}$) від реалізації визначається по формулі, *грн*:

$$E_{заг}=E_{вир}+Е_{спож} \quad (7.4)$$

$$E_{заг}=(E_{вир}/N)+E_{спож}$$

$$E_{заг}= (21102,66/100)+ 435.03=546.056 \text{ грн}.$$

Величина $E_{заг}$ показує загальний прибуток, отриманий виробником (або декількома виробниками виробів-комплектуючих, конструкція яких

удосконалена), а також споживачем кінцевого продукту праці, в розрахунку на одну вантажівку за рік .

Для кінцевого рішення питання про економічну доцільність реалізації проектних рішень необхідно визначити рентабельність витрат, розділив сумарний доповню вальний прибуток на сумарні доповню вальні витрати.

Отримане значення повинно бути не менш 0.15 (або 15 %). В іншому випадку прибуток можна без риску отримати, поклавши гроші на депозит під 12 – 15 % річних.

Рентабельність витрат:

$$P_{витрат} = E_{заг} / C_{доп} \quad (7.5)$$

$$P_{витрат} = 546.056 / 1564.5 = 0.349$$

В ході проведених розрахунків можна побачити, що данні проектні рішення мають економічну доцільність їх втілення в виробництво. Прибуток від купівлі такої вантажівки буде мати не тільки виробник, але й споживач, що економічно вигідно для обох сторін.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

8.1 Вихідні дані

У данному проекті на основі досліджень було розроблено визначення параметрів ведучого моста. Також були проаналізовані та сформовані вимоги як до вантажівок в цілому, так конкретно і до моста. Основну увагу приділено проектуванню ведучого моста.

8.2 Засоби захисту робітника від пошкодження стружкою

При обробці металів утворюються три види стружки: надлому, сколювання і зливна. Захист від пошкодження може здійснюватися різними методами. Вона може відводитися в безпечне місце, або руйнуватимуться, або ж зона різання захищається.

Для відведення стружки використовуються різні конструкції пристосувань. Найпоширеніший метод руйнування стружки заснований на використовуванні стружкозавивної канавки радіусу на передній поверхні різця паралельно ріжучій кромці. Зливна стружка, стікаючи по поверхні канавки, завивається тим крутіше. Чим ближче розташована канавка до ріжучої кромки різця і чим менше її радіус. Стружка, завиваючись в канавці, руйнується на дрібні частинки.

Використовуються також накладні стружколоми. Їх розміщують зверху різця і кріплять разом з резцедержателем. Накладний стружколом має заломлений кінець, який розміщують залежно від глибини різання на відстані 2...6 мм від ріжучої кромки.

Вживання захисного екрану дозволяє захистити зону різання, що забезпечує безпеку при обслуговуванні токарного верстата і створює сприятливі умови для нагляду за процесом обробки виробу.

8.3 Техніка безпеки на автомобільному транспорті

Для безпечного перевезення вантажів та технологічного обладнання до водіїв вантажівок, а також до конструкції вантажівок пред'являють підвищені

вимоги. Водії повинні мати відповідне посвідчення і забезпечувати безпеку руху та перевезення. Автомобіля забезпечуються дзеркалами для огляду водієм дорожніх обставин.

Не слід допускати перевантаження автомобіля, оскільки велике перевантаження при різкому гальмуванні або крутому повороті може порушити не тільки стійкість автомобіля, але в результаті дії відцентрової сили автомобіль може втратити рівновагу . Всі віантажівки повинні мати медичну аптечку та вогнегасник ОУ - 2.

У відділеннях, призначених для пасажирів і водія, не повинне бути ніяких пристроїв і елементів паливної системи.

Розміщення елементів паливної системи повинне бути таким, щоб у випадку витікання паливо попадало тільки на дорогу і цілком виключало можливість його влучення на елементи вихлопної системи.

Технічний стан електроустаткування автомобіля повинний забезпечувати пуск двигуна за допомогою стартера, безперебійне і своєчасне запалювання суміші в циліндрах двигуна, безвідмовну роботу приладів висвітлення, сигналізації й електричних контрольних приладів, а також виключати можливість іскроутворення в проводах і затисках. Усі проводи електроустаткування повинні бути укріплені і мати надійну неушкоджену ізоляцію, що виключає можливість їхнього обриву, перетирання, чи зносу короткого замикання.

8.4 Промислова санітарія

У технологічних процесах технічного обслуговування і поточного ремонту автомобілів можуть мати місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: підвищення запиленості і загазованості повітря робочої зони; нагрівши поверхонь устаткування, матеріалів; зміна вологості, температури і рухливості повітря робочої зони; підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці при ремонтних і контрольно-діагностичних операціях; недостатня освітленість робочої зони; наявність у складі застосовуваних матеріалів шкідливих компонентів, що впливають на шкіряний покрив, дихальні шляхи, травну систему і слизисту оболонки органів зору.

Технологічний процес технічного обслуговування, діагностування і поточного ремонту автомобілів повинний відповідати загальним вимогам безпеки праці, відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТУ 12.3.002-75 "Процеси виробничі. Загальні вимоги безпеки" і ДСТ 12,3.017-79 "Ремонт і технічне обслуговування автомобілів. Загальні вимоги безпеки", і забезпечувати повну безпеку виконання усіх виробничих процесів. При проведенні технічного обслуговування, діагностування і поточного ремонту автомобільної техніки забороняється використовувати несправні устаткування, пристосування, інструмент.

Виробничі ділянки з виділеннями шкідливих речовин, пар, пилу (ковальсько-ресорний, зварювальний, малярський ділянки, ремонту приладів системи харчування, деревообробки) повинні бути ізольовані від інших приміщень. Приміщення для технічного обслуговування, діагностування, поточного ремонту і збереження автомобілів обладнають припливною - витяжкою, а канави, траншей - припливної вентиляції, вони не повинні захаращуватися сторонніми предметами.

Температура в теплий період року не повинна перевищувати: при легких роботах - 22...25°З, роботах середньої ваги - 20...23, важких - 18...210С; у холодний і перехідний періоди року: при легких роботах - 20...23°З, роботах середньої ваги - 17...20, важких 16...180С.

Відносна вологість повітря в робочих зонах - 60...40 %.

Швидкість руху повітря в теплий період року: при легких роботах не більш 0,2 м/с, роботах середньої ваги - 0,3...0,4, важких - 0,5 м/с; у холодний і перехідний періоди року: при легких роботах не більш 0,2 м/с, роботах середньої ваги - 0,2...0,3, важких - 0,3 м/с.

Для підтримки оптимальних параметрів повітряного середовища виробничі, допоміжні й адміністративно побутові приміщення автотранспортних підприємств обладнаються системами центрального опалення і припливно - витяжний вентиляції. Як теплоносія в системах опалення дозволяється використовувати перегріту воду (150 °С) і пара.

Відповідно до вимог СНиП II-93-74 розрахункова температура повітря в приміщеннях для збереження автомобілів складає 5°С, у приміщеннях для технічного обслуговування, діагностування і поточного ремонту автомобілів - 16°С.

Приміщення для технічного обслуговування, діагностування і поточного ремонту автомобілів обладнають системами загально обмінної і місцевої вентиляції. Подача повітря в робочі канави-125м3/год, швидкість випуску повітря з припливних отворів під кутом 45° до площини підлоги канави - 2,0...2,5 м/с, температура подаваного повітря в холодний період року - не нижче 16 °С и не вище 25 °С.

В опалювальних виробничих приміщеннях, а також у приміщеннях зі значними тепловиділенням, де площа підлоги на кожного працюючого складає від 50 до 100 м2, у холодний і перехідний періоди року допускається зниження температури повітря поза постійними робочими місцями: до 12 °С - при легких роботах, 10 °С - при роботах середньої ваги і до 8°С - важких роботах. На робочих місцях при будь-яких умовах необхідно підтримувати нормовані умови праці в холодний і перехідний періоди року.

Шкідливий вплив на організм людини роблять також шум і вібрація. Шум високого і середнього рівня приводить до швидкої стомлюваності працюючого і зниженню його працездатності.

Характеристикою постійного шуму на робочих місцях є рівень звукового тиску L (у децибелах), обумовлений формулою:

$$L = 201g(p / p_0).$$

Як орієнтовну характеристику постійного широкополосного шуму на робочих місцях допускається приймати рівень звуку, вимірюваний на тимчасовій характеристиці "повільно" шумоміра за ДСТУ 17187 -81:

$$L_A = 201g(p_A / p_0),$$

Припустимий рівень еквівалентного звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і на робочих місцях водія й обслуговуючого персоналу не повинний перевищувати 60 дБ, а в адміністративних приміщеннях і робочих кімнатах - 85 дБ. Забороняється навіть короткочасне перебування людей у зонах з рівнем звукового тиску понад 135 дБ. Максимальний рівень звуку при непостійному шумі на робочих місцях у виробничих приміщеннях, водія й обслуговуючого персоналу не повинний перевищувати 110 дБ.

Основними характеристиками вібрації є частота коливань, швидкість коливань і амплітуда зсуву.

Швидкість коливань знаходиться в прямої залежності від їхньої частоти й амплітуди зсуву:

$$v = 2\pi fA = \omega A,$$

Рівень вібрацій, як і шуму, вимірюється в логарифмічних одиницях - децибелах.

Джерела вібрації в автомобілі тіж, що і шуму.

Засобу захисту від шуму і вібрації можуть бути як загальними, так і індивідуальними. При плануванні АТП станції іспиту двигунів, термічні і ковальські цехи розміщають з підвітряної сторони стосовно інших будинків і житлового району.

8.5 Пожежна безпека

Автомобіль споряджена вогнегасником. В більшості випадків спалахи автомобілів відбуваються через неправильну експлуатацію, несправностей системи живлення, системи електрообладнання, недбалості водія та пасажирів.

Небезпеку з погляду пожежі представляють місця стоянок, паливо заправні станції. Під час дозаправки паливом треба виконувати правила протипожежної безпеки. Небезпеку в експлуатації представляє робота з акумуляторними батареями. Зона для підзарядки акумуляторних батарей повинна добре провітрюватися.

При появі запаху бензину (газу) необхідно знайти і усунути причину.

Періодично перевіряти і обслуговувати систему живлення та систему електрообладнання.

Вогнегасник повинен знаходитися на доступному місці

9 ЕКОЛОГІЯ

9.1 Актуальність проблем екології в охороні навколишнього середовища

9.1.1 Загальні положення

В усі часи людство задовольняло свої потреби за рахунок навколишнього середовища. При цьому його діяльність до недавнього часу не завдавала помітної шкоди природі. З появою машин сплив на природу різко зріс, внаслідок чого її відновлюючий потенціал став меншим ніж дія людей на неї, що викликало незворотні зміни в навколишньому середовищі.

Взаємодія виробничо-господарських та природних процесів привела до порушення взаємозв’язків між елементами живої і неживої природи.

Розвиток науки і техніки загрожує отруєнням повітря, води і грунту відходами промисловості, сільського господарства і транспорту; гострим браком чистої води, повітря і кисню; браком продуктів харчування внаслідок перенаселення та ерозії грунтів; виснаження мінеральних ресурсів і енергетичним голодом; порушення біологічної і кліматичної рівноваги.

На даний час вже з′явились такі негативні наслідки:

- Вітрова та водна ерозія грунтів, розширення пустель, пилові бурі і надмірні опади;
- Зниження кількості лісів та багатьох видів тварин або рослин;
- Поширення шкідників сільського господарства;
- Збільшення шкідників сільського господарства;
- Збільшення різноманітності промислових відходів;
- Теплове забруднення та кліматичні катастрофи;
- Радіоактивне забруднення;
- Виснаження не поповнюваних сировинних ресурсів;

Сучасний екологічний стан України і нові небезпеки, що виникають є наслідком дії 2-х факторів:

– Відомчого і технократичного мислення керівників і планових органів;

– Громадської інертності і екологічної безграмотності інженерно-технічних працівників і населення в цілому.

9.1.2 Законодавчі аспекти

Згідно закону України “Про охорону навколишнього середовища” від 25 червня 1991 року при відповідному міністерстві створена інспекція по екологічній експертизі проекті, яка здійснює державну експертизу всіх проектів, в тому числі нової техніки, технології, матеріалів.

Забезпечення екологічної безпеки і підтримка екологічної рівноваги на території України, подолання наслідків Чорнобильської катастрофи – катастрофи планетарного масштабу, збереження генофонду Українського народу є обов’язком держави.

Згідно конституції України, кожен має право на безпечне життя довкілля та на відшкодування завданої порушенням цього права шкоди.

9.2 Заходи по охороні навколишнього середовища

9.2.1 Викиди шкідливих речовин в атмосферу, воду та відходи виробництва цеху

Джерелом забруднення атмосферного повітря називається технологічний агрегат, що виділяє в процесі роботи шкідливі речовини.

Згідно ГОСТ 17.2.104-77 джерела викидів речовин поділяються на органічні і неорганічні. Організований промисловий викид – той, що надходить в атмосферу через спеціально збудовані газовідводи, повітропроводи і труби. Неорганізовані – ті, що надходять в атмосферу у вигляді направлених потоків газу в результаті порушення герметичності обладнання, відсутності чи незадовільної роботи підсосів у місцях перевантаження чи зберігання продуктів.

У відповідності з ГОСТ 17.2.302-78 для кожного забруднення атмосфери повинна бути встановлена гранично допустима норма викидів, що являє собою науково-технічний норматив.

Основним джерелом виділення шкідливих речовин в машинобудуванні і металургії є плавильні печі, електролізери, галтовані барабани, фарбувальні камери, ванни знежирення, травлення, гальванічні ванни.

Обробка на верстатах супроводжується виділенням пилу, стружки, туману та емульсій. Так верстати з емульсійним охолодженням виділяють в середньому за 1 годину на 1 кВт потужності: води – 150 г, туману емульсора – 0,0063 г, крім цього виділяють пари фенолу, формальдегіду, стиролу.

Очищення та знезараження газових складових промислових відходів здійснюють методами, вибір яких визначається складом, концентрацією шкідливих речовин, типом виробництва і умовами викиду. На даний час використовуються наступні методи знежирення:

– Конденсаційний, що полягає в охолодженні пароповітряної суміші нижче точки роси в спеціальних теплообмінних конденсаторах;

– Компресійний – стиск газу і наступне охолодження;

– Абсорбційний, базується на дифузії газоподібних домішок на поверхні розділення газ-рідина з переходом газу в рідинну фазу;

– Адсорбційний, базується на фізичних властивостях деяких твердих тіл з ультрамікроскопічною структурою вибірково поглинати окремі компоненти з газової суміші і утримувати їх на своїй поверхні.

Забруднення води на підприємстві викликає виникнення трьох видів стічкових вод: побутових, промислових, поверхневих.

Побутові стічні води підприємств утворюються в результаті зливання і експлуатації на його території душових туалетів, пралень і їдалень. Підприємство не відповідає за якість даних стійних вод і направляє їх на міські станції очистки.

Поверхневі стічні води утворюються внаслідок змивання дощовою, талою і поливною водою домішок, що накопичуються на території, на дахах, стінах виробничих та допоміжних будівель. Основними домішками цих вод є тверді частинки (пісок, стружка, пил, сажа та ін.) і нафтопродукти, що використовуються в заводських транспортних засобах, а також добрива, що використовуються в заводських скверах і квітниках.

Промислові стічні води утворюються в результаті використання води в технологічному процесах. Їх кількість, склад і концентрація визначається типом

виробництва, його потужністю, видами технологічних процесів, що використовуються на заводі.

Близько 90% води, що постачається на підприємство повертається на те ж підприємство з водойми з різною концентрацією забруднень. 10% загального використання води промисловістю припадає на машинобудівні підприємства, де воду використовуються для охолодження (підігрів) матеріалів і продукції, деталей та вузлів технологічного обладнання, приготування різноманітних технологічних розчинів, промивку і очищення виробів, господарсько-побутове обслуговування.

Основними видами забруднень на машинобудівних підприємствах є механічні суспензії, пісок, окалина, металічна стружка і пил, флюси, волокна, мінеральні мастила та ін.

Мастило, що міститься в стічних водах, частково плаває на поверхні, а частково емульсовано. Розчинність мінеральних мастил у воді занадто мала і нею можна знехтувати. Кількість плаваючого мастила коливається в межах від декількох міліграмів до сотень грамів на літру води і залежить від організації технологічного процесу, стану обладнання і т.д. Основну частину такого мастила виділяють у відстійниках і нафтовловлювачах.

9.2.2 Обгрунтування запропонованих заходів.

Газові викиди тверді та рідкі завислі частинки. Їх поділяють на пил (розмір частинок 5-50 мкм), дим (розмір частинок 0,1-5 мкм), туман (0,3-5 мкм). В більшості випадків використовують суху та мокру очистку за рахунок застосування гравітаційних, інерційних відцентрових сил та фільтрування через пористі перетинки. В апаратах з мокрою очисткою використовують контакт газу з рідиною, внаслідок чого нерозчинні частинки збільшуються в розмірах, а розчинні – зникають. Також використовують зарядження частинок і їх рух до протилежно заряджених електродів сухими та мокрими способами.

Для вловлювання із стічних вод нерозчинних забруднень використовують відстійники періодичної і неперіодичної дії.

Для очищення мастиловмісних стічних вод доцільно використовувати методи, що передбачають регенерацію зібраних мастил і повернення їх у

виробництво, зважаючи на підвищену стійкість мастил до окислення і перепаду температури.

Порівняно з міськими очисними спорудами, локальні очисні споруди машинобудівних підприємств відрізняються меншими витратами. Враховуючи це, а також громіздкий механізм періодичної дії для видалення осаду. Доцільно використовувати вертикальні відстійники та коридорні освітлювачі з попередньою коагуляцією завислих частинок.

9.2.3 Вибір обладнання для вловлювання пилу.

Очищення викидів від механічних домішок здійснюється апаратами мокрого та сухого пиловловлювання, волокнистими фільтрами і електрофільтрами. Для апаратів сухої інерційної очистки відносяться пилосаджувальні камери, циклони (прямоточні і батарейні), центробіжні пиловловлювачі ротаційної дії. До апаратів мокрого очищення відносяться тарілчасті, а також газопромивачі з рухомою насадкою ударно-інерційної дії. Для фільтрів використовують різні фільтруючі тонко- і грубоволокнисті матеріали. Широко використовуються електрофільтри сухої і мокрої дії.

В нашому випадку на спроектованій дільниці стічні води будуть сильно забруднені нафтопродуктами, оскільки при роботі верстатів частина мастила попадає на підлогу, а потім в стічні води. Такі стічні води очищаються шляхом відстоювання в спорудах, які називаються нафтовловлювачами.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Під час виконання дипломного проекту я навчився проектувати підвіску ведучого моста автомобіля 3-го класу, а також головну передача, виконувати тягово-швидкісний аналіз проектованого транспортного засобу. Ці навички дають змогу не тільки в проектуванні вище названих вузлів, але й можливість в проектуванні і в удосконаленні інших вузлів та агрегатів не тільки вантажівок, але й автомобілів та тракторів різних класів та типів.

Спроектована підвіска може використовуватися на автомобілях, що вироблятимуться на ГАЗі, оскільки її параметри відповідають нормативним нормам.

Спроектована головна передача являється технологічною , адже вона має порівняно просту конструкцію та в порівнянні з аналогами не складну технологію виробництва. Також відповідає ергономічним нормам по відповідності до плавності ходу.

Для забезпечення потреби в автомобілях для перевезення вантажів потрібно створювати нові конструкції, більш удосконалені, розширювати типаж, підвищувати якість автомобілів. А це потребує від конструкторів та дослідників оволодінню теорією автоматизованого проектування та творчого застосування її на практиці. Цю змогу надає клас системи автоматизованого проектування який знаходиться на кафедрі автомобілів.

На підставі досліджень розроблена підвіска та головна передача, за рахунок якої підвищилась комфортабельність і ергономічність проектованого транспортного засобу. З’явилася можливість виконувати роботи виконуючи всі вимоги охорони праці.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Алёкса Н.Н., Федосов А.С. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине ”Автотранспортные средства” (раздел “Определение основных параметров проектируемого автотранспортного средства (автомобиля)”) ХАДИ Харьков, 1990. – 32 с.

2. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»/ П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

3. Устиненко В.Л., Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. – Основы проектирования деталей машин. – Харьков: Вища школа, изд-во при Харьк. ун-те, 1983. – 184 с.

4. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов - / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. – Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд.-ние, 1984. – 400 с.

5. Зубчатые передачи: Справочник - / Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.Б. Фирун, Н.Т. Холебский: 2-е изд. перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд.-ние, 1980. – 416 с.

6. Андрющенко В.М. Математические таблицы для расчета зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1980. – 438 с.

7. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник./ Под общ. ред. А.И. Гришкевича - М.: Машиностроение, 1984 – 272 с.

8. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. – М.: Транспорт, 1979. – 464 с.

9. Будько И.И. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине автомобили “Проектирование и расчёт ведущих мостов” для студентов специальности 1609. ХАДИ Харьков, 1983. – 15 с.

10. ОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.

11. Охрана труда в машиностроении. Под ред. Юдина Е.Я. и Белова С.В. М., Машиностроение, 1983, 432с.

12. ГОСТ 12.1.004-91.ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования. Госкомитет по стандартам. - М., 1992.

13. ГОСТ 12.4.009-83.ССБТ. Пожарная техника для защиты обгектов. Основные виды. Размещение и обслуживание. Госкомитет по стандартам. - М., 1986.

14. ДСТУ 2272-93.ССБТ. Пожежна безпека. Терміни та визначення. - К.,1995.

15. Правила пожежної безпеки в Україні. - К., 1995.

16. Пожежна безпека. Нормативні акти та інші документи: У 5-ти т. -К., 1997-1999.

17. Рожков А.П. Пожежна безпека на виробництві. - К., 1997.

18.Справочник технолога машиностроителя В 2-х т. Под редакцией А. Н. Малова – Т. 2. Изд. 3-е перераб – М: Машиностроение 1972-568с.

19. Справочник технолога машиностроителя / Под. ред. А. Г. Косиловой, Р. Н. Мещерякова – т. 2. – 4 – е изд, перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1985. – 496с.