

Міністерство освіти і науки України  
Харківський національний університет радіоелектроніки

Факультет Комп'ютерних наук  
(повна назва)

Кафедра Програмної інженерії  
(повна назва)

## **АТЕСТАЦІЙНА РОБОТА**

### **Пояснювальна записка**

рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Дослідження методів пересування танка через місцевість в ролі механіка водія на симуляторі віртуальної реальності  
(тема)

Виконав: студент 2 курсу, групи ІПЗм-18-3  
Даниленко М.О.  
(прізвище, ініціали)

спеціальності 121 – Інженерія програмного забезпечення  
(код і повна назва спеціальності)

Освітньо-наукова програми  
(тип програми)

Інженерія програмного забезпечення  
(повна назва освітньої програми)

Керівник доц. Назаров О.С.  
(посада, прізвище, ініціали)

Допускається до захисту

Зав. кафедри, проф. \_\_\_\_\_

З.В.Дудар

2020 р.

# ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РАДІОЕЛЕКТРОНІКИ

Факультет Комп'ютерних наук

Кафедра Програмної інженерії

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 121 – Інженерія програмного забезпечення

(код і повна назва)

Тип програми освітньо-наукова програма

Освітня програма Інженерія програмного забезпечення

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. кафедри \_\_\_\_\_  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗАВДАННЯ НА АТЕСТАЦІЙНУ РОБОТУ

студентові Даниленку Микиті Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження методів пересування танка через місцевість в ролі механіка водія на симуляторі віртуальної реальності

затверджена наказом університету від “\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_  
заповнюється вручну після отримання наказу

2. Термін подання студентом роботи до екзаменаційної комісії  
10 травня 2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: Ігровий додаток під віртуальну реальність, алгоритм пересування танку у віртуальній реальності та стабілізація вежі танку

4. Перелік питань, що потрібно опрацювати в роботі аналіз предметної області, дослідження алгоритму пересування та стабілізації вежі танку, постановка задачі, визначення критеріїв, висновки.

## 5. Консультанти розділів роботи

Найменування розділу	Консультант (посада, прізвище, ім'я, по батькові)	Позначка консультанта про виконання розділу	
		підпис	дата

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи (проекту)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Аналіз предметної галузі	27 січня 2020	виконано
2.	Огляд існуючих методів та моделей	13 лютого 2020	виконано
3.	Експериментальне дослідження ефективності існуючих моделей	6 квітня 2020	виконано
4.	Підготовка пояснювальної записки	16 квітня 2020	виконано
5.	Підготовка презентації та доповіді	2 травня 2020	виконано
6.	Попередній захист	7 травня 2020	виконано
7.	Нормоконтроль, рецензування	8 травня 2020	виконано
8.	Занесення диплома в електронний архів	9 травня 2020	виконано
9.	Допуск до захисту у зав. кафедри	10 травня 2020	виконано

Дата видачі завдання: « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

Студент \_\_\_\_\_ Даниленко М.О.

(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ доц. Назаров О.С.

## РЕФЕРАТ / ABSTRACT

Пояснювальна записка до атестаційної магістерської роботи містить 103 сторінки, 30 рисунків, 2 таблиці та 22 джерела.

Об'єкт – симулятор танку у ролі механіка водія у віртуальній реальності.

Мета роботи – дослідити метод пересування та стабілізації башні танку на місцевості, проектування та розробка програмного забезпечення для тренування механіків водіїв.

В роботі проведений аналіз предметної галузі, досліджені основні методи, алгоритм пересування танку, алгоритм стабілізації, та сформовані вимоги про програмного забезпечення.

БЦГМ, ВГМ, РІВНЯННЯ ЛАГРАНЖА, ВР, VR, UNREAL ENGINE 4, BLUEPRINTS, СТАБІЛІЗАЦІЯ, НАВЧАННЯ, СИМУЛЯТОР.

The explanatory note to the attestation master's thesis contains 103 pages, 30 figures, 2 tables and 22 sources.

The object is a tank simulator in the role of a driver's mechanic in virtual reality.

The purpose of the work is to investigate the method of stabilizing the tank tower in various areas, design and development of software for driver mechanics training.

The analysis of the subject area is carried out in the work, the basic methods, the algorithm of tank movement, the stabilization algorithm are investigated, and the requirements about the software are formed.

BCGM, VGM, LAGRANGE EQUATION, VR, VR, UNREAL ENGINE 4, BLUEPRINTS, STABILIZATION, TRAINING, SIMULATOR.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ІСТОРІЯ СТВОРЕННЯ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН .....	11
1.1 Класифікація систем підресорювання і особливості їх конструкцій .....	11
1.2 Вихідні дані при розрахунках підвіски гусеничної машини.....	20
1.2.1. Параметри зовнішнього середовища, що використовуються в розрахунках систем підресорювання гусеничних машин .....	20
1.2.2. Показники плавності ходу машини при сталому русі по нерівностях....	23
1.3 Математичні моделі динаміки машин .....	25
2. МОДЕЛІ РУХУ ГУСЕНИЧНОЇ ПЛАТФОРМИ В УМОВАХ ПРИРОДНИХ ТРАС.....	32
2.1. Обґрунтування припущень і визначення кількості узагальнених координат при моделюванні руху багатоцільовий гусеничної платформи в умовах природних трас.....	32
2.2. Граничні режими руху багатоцільовий гусеничної платформи за критерієм повного використання можливостей енергоємності підвіски.....	38
2.2.1. Моделювання динаміки подолання платформою одиничних перешкод	48
2.3. Експериментальне визначення граничних по пробою підвіски швидкостей руху БЦГМ в умовах природних трас .....	59
2.3.1. Засоби і методика експериментального визначення граничних режимів руху машини за критерієм пробою підвіски .....	59
3. МОДЕЛЬ ПОПЕРЕЧНОКУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ БАГАТОЦІЛЬОВОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ .....	62
3.1. Динамічна модель поперечно кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної машини .....	62
3.2. Аналіз моделі поперечно-кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної машини .....	73
4 РОБОТА З ВІРТУАЛЬНОЮ РЕАЛЬНОСТЮ .....	81
4.1 Віртуальна реальність як тренажер.....	81
4.2 Розвиток та типи віртуальної реальності .....	82
4.3 Використання віртуальної реальності у військових цілях .....	85

4.4 Виявлення проблем та актуалізація рішень .....	89
4.5 Постановка задачі .....	91
4.6 Формування вимог до програмної системи .....	92
4.7 Дослідження методу пересування танку .....	93
4.7.1 Принцип роботи стабілізатора.....	95
4.6.2 Алгоритм стабілізації .....	97
ВИСНОВКИ.....	99
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	102
ДОДАТОК А СЛАЙДИ ПРЕЗЕНТАЦІЇ .....	104
ДОДАТОК Б КОД ІГРОВОГО ДОДАТКУ .....	113

## ВСТУП

Однією з вимог, пред'явлених до сучасних військових гусеничних машин (ВГМ), є підвищення їх рухливості за рахунок швидкого переміщення по дорогах, природним трасах і пересіченій місцевості [10,11,19-21]. Виконання цієї вимоги супроводжується збільшенням динамічних навантажень на всі елементи підвіски і персонал, тим самим обумовлюється необхідність розробки нових конструкцій шасі, пошуку нових технічних рішень з підвищенням надійності ходової частини при зростаючих динамічних навантаженнях.

Удосконалення ходової частини ВГМ на стадії її проектування пов'язано з складанням уточнених математичних моделей, що описують динамічні процеси, що протікають в конструкції і механізми підвіски, з встановленням зв'язків динамічних явищ і умов руху, яким раніше не приділялося належної уваги.

В даний час підвищення швидкості руху машин по дорогах і пересіченій місцевості (приблизно в 1,5-2 рази) привело до створення нових складних систем підвісок ВГМ, що включають високонавантажені торсіонні вали, енергоємні телескопічні амортизатори, гусениці з гумометалевими шарнірами та обгумованою біговою доріжкою, ковзанок з гумовою шиною. Природно, що поки властивості подібних складних пристроїв вивчені недостатньо повно, і їх дослідження і вдосконалення представляє актуальну задачу.

Крім вище перерахованого, на базі шасі ВГМ для потреб народного господарства створено цілий клас багатоцільових гусеничних машин (БЦГМ) різного призначення: траншейний роторний комплекс, бульдозер, мостокладальник, евакуатор, кран, паливозаправник, всюдихід. Крім серійних зразків заводського виконання в господарській сфері успішно експлуатуються різноманітні ініціативні модифікації списаних шасі військових гусеничних машин, які затребувані в умовах бездоріжжя в якості швидкохідних тягачів, трубоукладачів, анкерів тимчасових мостових переходів і ін. Машини розрізняються масогабаритними і інерційними характеристиками, це визначає їх

мобільність при прямому і непрямому застосуванні, відповідно експлуатація таких машин в умовах бездоріжжя або пересування по польовим дорогах багато в чому буде визначатися можливостями підвіски.

Динамічні процеси, що викликаються зовнішніми силами, визначають завантаженість деталей і зв'язків, механізмів машини, навісного обладнання та мають вирішальний вплив на ресурс машини, плавність її ходу, вплив на персонал, його здоров'я і працездатність.

Тому за критеріями енергоємності підвіски і рівню динамічних навантажень особливої актуальності набуває завдання визначення граничних режимів руху машин з прив'язкою до характеристик дорожнього полотна.

При русі машини на великих швидкостях по пересіченій місцевості, динамічне навантаження на катки гусеничної машини в кілька разів перевищує їх статичне навантаження. Відомо, що незважаючи на конструктивну досконалість механізму підвіски ВГМ, механізм містить проблемні, ресурсо-визначні елементи, одним з яких є напрямна втулка штока гідравлічного амортизатора, швидкий, прогресуючий знос якої призводить до виходу амортизатора з експлуатації і радикальної зміни властивостей підвіски.

Використання в системах підресорювання амортизаторів з великими силами в'язкого опору супроводжується поглинанням значної частини енергії і виникає проблема її відведення, у вигляді розсіювання тепла. Становище ускладнюється при русі по забруднених ділянках, коли корпус амортизатора покривається значним шаром бруду і пилу, тим самим погіршується відвід тепла від корпусу амортизатора в атмосферу, як наслідок амортизатор може вийти з ладу внаслідок досягнення робочою рідиною критичної температури і її розкладання на складові легкі і важкі фракції, з подальшим випаровуванням через ущільнення амортизатора більш легких фракцій. Тому дослідження роботи реальних елементів підвіски додатково представляють досить актуальне завдання.

Мета роботи полягає в визначення граничних режимів руху багатоцільовий мобільного гусеничної платформи, що включає в себе складання моделі коливаний корпусу гусеничної платформи, визначення ступеня впливу гідравлічних

амортизаторів на кінематичне збудження ходової частини платформи дорожнім полотном в різних умовах пересування, визначення граничних швидкостей руху за критерієм повного використання енергоємності підвіски і допустимого рівня дії вібрації на екіпаж, а також розробка технічного рішення з автоматичного управління демпфівальними характеристиками підвіски.

Для досягнення мети поставлені і вирішені наступні завдання:

– визначено граничні режими руху багатоцільовий гусеничної платформи за критерієм повного використання можливостей енергоємності підвіски і допустимого рівня динамічного впливу на екіпаж;

– розроблена модель і проведено аналіз динаміки проходження гусеничної платформою одиничних нерівностей;

– складена динамічна модель поперечно-кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної платформи;

– проведено аналіз лінійної моделі поперечно-кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної платформи;

– виконано експериментальне визначення ступеня впливу гідравлічних амортизаторів на кінематичне збудження ходової частини багатоцільовий гусеничної платформи дорожнім полотном в різних умовах пересування;

– надано пропозиції щодо вдосконалення вузлів підвіски багатоцільовий мобільного гусеничної платформи.

У теоретичних дослідженнях використані методи аналітичної механіки, теорії коливань, кінематичного і динамічного аналізу механізмів і динаміки машин. Значна частина роботи базується на постановці натурних експериментів і обробці їх результатів.

Область дослідження: математичне моделювання поведінки технічних об'єктів та їх несучих елементів при динамічних впливах. Методи і техніка експериментального дослідження динаміки і міцності машин і конструкцій. Знаходження раціональних конструктивних рішень.

Наукова новизна полягає:

- у визначенні граничних швидкостей руху платформи за різними критеріями;
- в дослідженні динаміки проходження гусеничної платформою одиничних нерівностей;
- в складанні динамічної моделі поперечно-кутових коливань корпусу гусеничної платформи;
- аналізі лінійної моделі поперечно-кутових коливань корпусу транспортної гусеничної платформи;
- експериментальному дослідженні динамічних характеристик платформи при різній схемі установки амортизаторів підвіски;
- у пропонованому технічному рішенні ресурсо визначального вузла підвіски.

Достовірність результатів підтверджується результатами експериментальних даних, отриманих шляхом проведених натурних випробувань на ВГМ в реальних дорожніх умовах.

Розроблені математичні моделі і результати експериментів дозволили провести комплекс проектних розрахунків, запропонувати технічне рішення підвищення ресурсу роботи гідравлічного амортизатора і тим самим підвищити працездатність досліджуваної підвіски гусеничної платформи в цілому. Визначено граничні режими руху платформи за різними критеріями, необхідні для складання інструкцій з експлуатації, розрахунку зв'язків в навісному обладнанні, і дозволяють оцінити і прогнозувати безпеку експлуатації і мобільність платформи.

Достовірність отриманих результатів підтверджується експериментальними даними, отриманими шляхом проведених натурних випробувань на реальній гусеничній машині при русі по ґрунтовій дорозі з використанням атестованого вимірювального комплексу, а також коректним математичним моделюванням на основі відомих положень теоретичної механіки, теорії коливань і динаміки машин.

# 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ІСТОРІЯ СТВОРЕННЯ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

## 1.1 Класифікація систем підресорювання і особливості їх конструкцій

Вибір ресор, амортизаторів та структури механізмів підвіски для транспортних машин, що працюють в різних дорожніх умовах, має визначальне значення для експлуатації [17,21]. Складність вибору параметрів цих пристроїв пояснюється тим, що сили, що передаються на корпус машини, залежать не тільки від конструктивних параметрів самої машини, механізмів підвіски і їх елементів, але також і від інших факторів, що не залежать від машини, як, наприклад, нерівностей дороги, жорсткості дорожнього покриття, швидкості руху машини [20].

Динамічні процеси, що викликаються зовнішніми силами, визначають завантаженість деталей, механізмів машини і мають вирішальний вплив на ресурс машини, плавність її ходу, вплив на персонал, його здоров'я і працездатність.

При русі машини на великих швидкостях по пересіченій місцевості, динамічне навантаження на катки гусеничної машини в кілька разів перевищує їх статичне навантаження. Тому дослідження в цій області представляють досить актуальне завдання.

Підвіскою гусеничної машини називають пристрої і механізми, що зв'язують корпус машини з опорними катками і забезпечують передачу зусиль від опорних ковзанок корпусу при наїзді на нерівність дороги і від корпусу опорним ковзанок. З огляду на характерні особливості роботи підвіски, її називають системою підресорювання.

Основні вимоги, що пред'являються до підвіски [11], це забезпечення:

- високої плавності ходу;
- міцності, надійності вузлів, зносостійкості зв'язків;
- малої уразливості на поле бою і здатності вирішувати бойові та виробничі завдання при пошкодженні окремих деталей і вузлів;

- малої маси і мінімального обсягу, займаного підвіскою;
- зручності і простоти обслуговування, легкості монтажу і демонтажу.

Конструкції підвісок ВГМ прийнято класифікувати за такими ознаками [11]:

- за характером кінематичних зв'язків між катками і корпусом;
- по виду основного пружного елемента;
- по здатності змінювати дорожній просвіт або кути поперечного і поздовжнього нахилів корпусу.

На рисунку 1.1 [11] показані основні типи підвісок за характером кінематичних зв'язків між катками і корпусом:

- індивідуальні (незалежні), у яких кожен опорний каток пов'язаний з корпусом машини незалежно від інших;
- блоковані (балансирні) - в цих підвісках кілька опорних ковзанок з'єднуються між собою за допомогою балансирів (важелів) і інших елементів, утворюючи візки, при цьому кожна візок окремо кріпиться до корпусу;
- змішані, у яких частина ковзанок зблокована між собою, частина кріпиться до корпусу індивідуально.

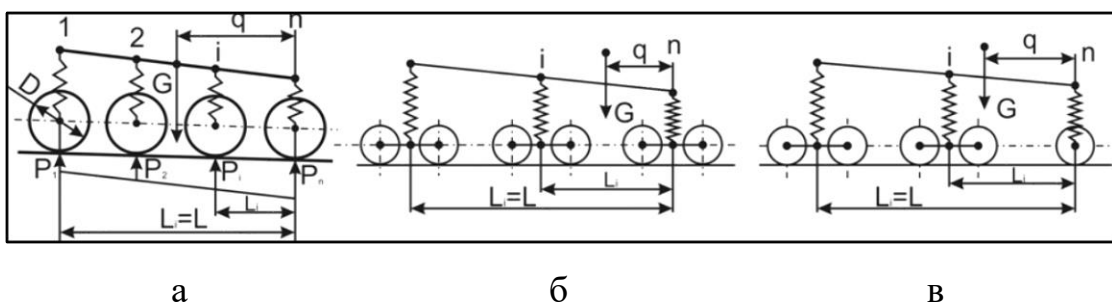


Рисунок 1.1 – Типи підвісок за характером кінематичних зв'язків між катками і корпусом: а - незалежна; б - балансирна; в - змішана

По виду основного пружного елемента підвіски бувають:

- торсійними;
- з гвинтовими пружинами або з листовими ресорами;
- з пружним еластомерним елементом;

- з гідравлічним, пневматичним або гідропневматичним;
- пружними елементами.

Протягом тривалого часу на гусеничних машинах військового призначення переважне поширення набувають торсіонні підвіски. Це пояснюється її високими технічними показниками, надійністю, порівняно простою конструкцією і зручної компонованням ходової частини. Основні схеми розміщення торсіонних валів показані на рисунках 1.2 і 1.3 [11,20].

У шасі танка, як і багатьох інших БЦГМ застосована індивідуальна підвіска опорних ковзанок. Як пружний елемент використані торсіонні вали.

Найбільш проста в конструктивному відношенні одиторсіона підвіска. Торсіон займає невеликий об'єм всередині корпусу машини і добре захищений від ураження, але довжина торсіонного валу зазвичай обмежена. Це не дозволяє виконувати підвіску досить м'якою.

Двухторсіона (двустержнева) підвіска (рисунок 1.2, б), що працює як одна, має два торсіона, з'єднаних послідовно і допускають значну кутову деформацію, тому така підвіска буде досить м'якою, але при цьому передача руху від одного валу до іншого здійснюється через зубчасту або кулачкову передачу, що ускладнює конструкцію підвіски.

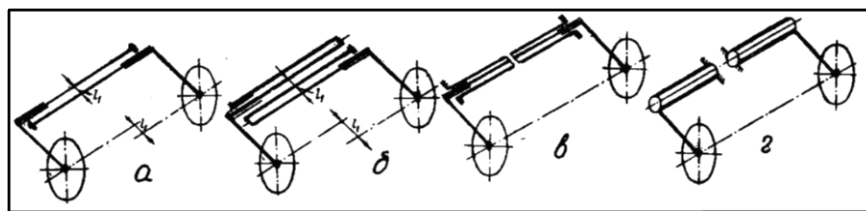


Рисунок 1.2 – Схема торсіонних підвісок:

- а - одиторсіона підвіска; б - двухторсіона підвіска з послідовним з'єднанням торсіонів; в - двухторсіона підвіска з послідовним з'єднанням суцільного і полого торсіонів; г - підвіска з пучковими торсіонами

Співвісний розташування торсіонів (рисунок 1.3, а) зазвичай застосовується на легких гусеничних машинах. При поздовжньому розміщенні тріснуб вздовж

бортів (рисунок 1.3, б) надають можливість частково звільнити днище та поліпшити компоновку машини. При розташуванні тріснун в балансирах (рисунок 1.3, в) економиться значний внутрішній обсяг корпусу.

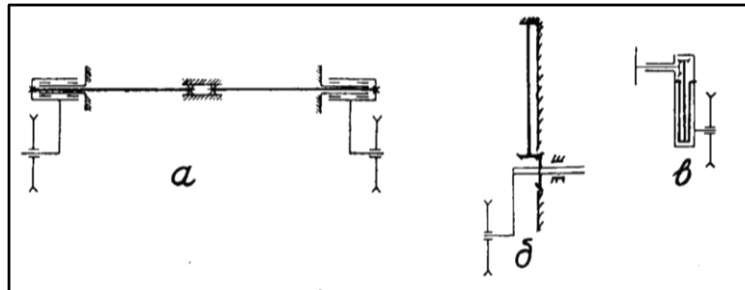


Рисунок 1.3 – Схеми розташування торсіонів підвісок:

а - поперечний розміщення симетричних (співвісних) торсіонів;

б - поздовжнє розміщення торсіонів; в - установка торсіонів в балансирах

З метою збільшення довжини торсіонних валів в ВГМ (рисунок 1.4) [11] торсіони обох бортів виконують неспіввісність. Такі зміщення майже не впливають на геометричні параметри машини і практично не впливають на її рух. Основні види характеристик пружних елементів застосовуються в ВГМ, наведені на рисунку 1.5 [11].

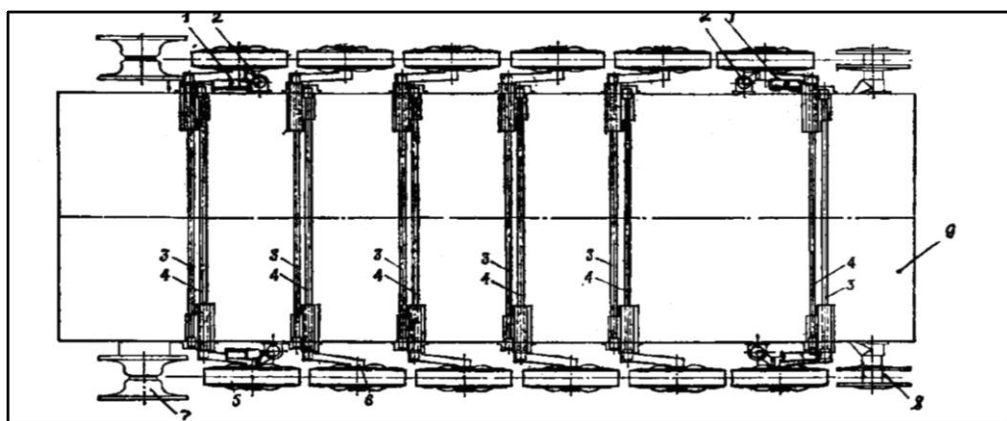


Рисунок 1.4 – Варіант неспіввісній установки торсіонних валів в МГКМ:

1 - гідравлічний амортизатор; 2 - упор (обмежувач ходу балансира); 3 - правий торсіонний вал; 4 - лівий торсіонний вал; 5 - опорний каток; 6 - балансир (важіль);

7 - провідне колесо; 8 - спрямовуючого колеса; 9 - корпус машини

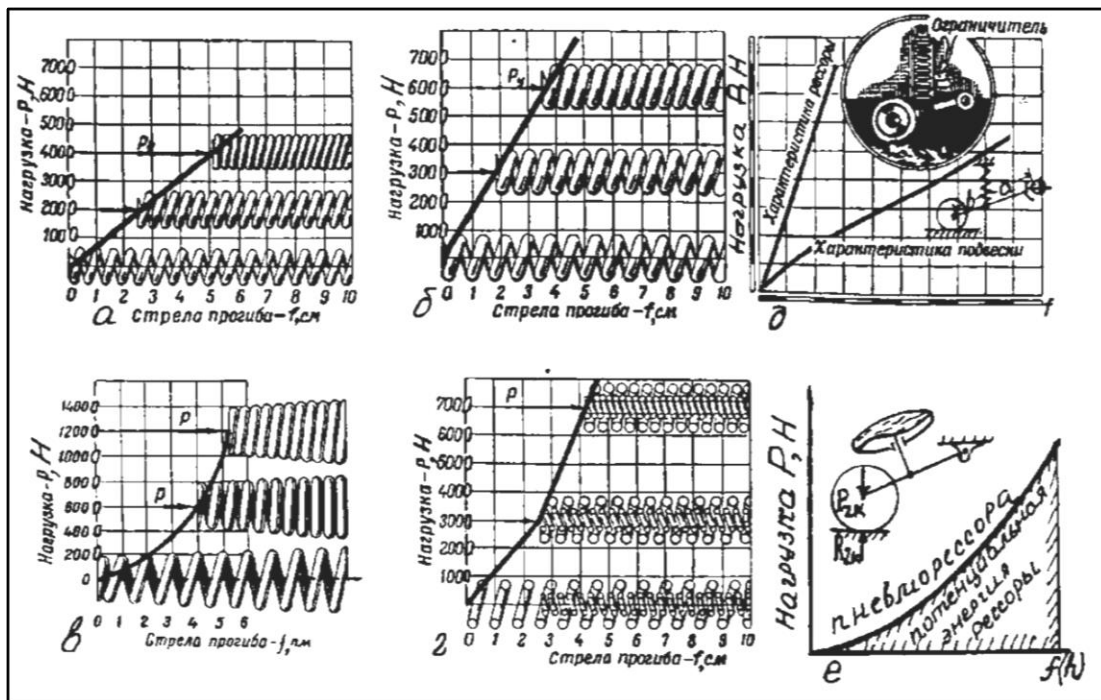


Рисунок 1.5 – Характеристика металевих (а, б, в, г, д) і пневматичної (е) пружних елементів (ресор): а - м'яка підвіска; б - жорстка підвіска; в - конічна ресора; г - подвійна ресора; д - ресора і підвіска (з урахуванням передавального числа важеля підвіски з плечима а, б); е - пневморесора

Розрахунок системи підресорювання базується на результатах дослідження елементів, диференціальних рівнянь, що відображають зв'язок коливань підресорених мас (корпусу) гусеничної машини з її конструктивними параметрами і умовами руху. У загальному випадку ці диференціальні рівняння не можуть бути виражені лінійними функціями узагальнених координат, що характеризують зв'язок руху механізмів підвіски і коливання корпусу машини, або їх швидкостей [21].

Нелінійність сил, що діють від опорних ковзанок, визначається в основному наступними факторами:

- нелінійністю характеристик пружних елементів, до якої відноситься і неминуче обмеження ходу опорного катка;
- нелінійністю характеристик амортизаторів, найбільш поширеними видами, якої є нерівність сил опору при прямому і зворотному ходах і обмеження їх максимальних значень;

– неутримуючими зв'язком опорних ковзанок з ґрунтом, яка, як правило, проявляється при наявності в системі підресорювання амортизаторів.

У більшості випадків сили тертя в підвісці створюються спеціальними пристроями - амортизаторами. Тому всі сили тертя в підвісці, незалежно від їх природи, відносять до амортизатора: дійсному, якщо він є, і умовного, якщо його немає, а характеристику, яка відображатиме залежність наведених до вертикального відносному переміщенню ковзанки сил тертя від кінематичних параметрів цього переміщення, називають характеристикою амортизатора підвіски.

За основними властивостями характеристик всі відомі в даний час підвіски гусеничних машин можуть бути розбиті на наступні типи:

- з амортизаторами сухого тертя;
- з амортизаторами гідравлічного тертя (з гідравлічними амортизаторами);
- релаксаційні;
- змішані.

У підвісках з амортизаторами сухого тертя сила, що діє на каток і на корпус машини, залежить від умов тертя, а робота тертя тільки від величини відносного переміщення катка. Однак в залежності від знака швидкості відносного переміщення катка сила тертя при одному і тому ж положенні катка щодо корпусу машини в загальному випадку має різні як значення, так і напрямки (знаки).

Аналітичний вираз характеристик підвісок з амортизаторами сухого тертя може бути записано в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} P &= P_n(f) \text{ при } S > 0; \\ P &= P_{об}(f) \text{ при } S < 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

де  $P_n(S)$ ,  $P_{об}(S)$  залежність сили  $P$  від переміщення  $S$  при прямому і зворотному ходах катка.

У загальному випадку якщо ж покласти, що сили тертя в підвісці відсутні, то пружна характеристика буде єдиною характеристикою підвіски. Загальний вигляд можливих характеристик підвіски (1.1) представлений на рисунку 1.6.

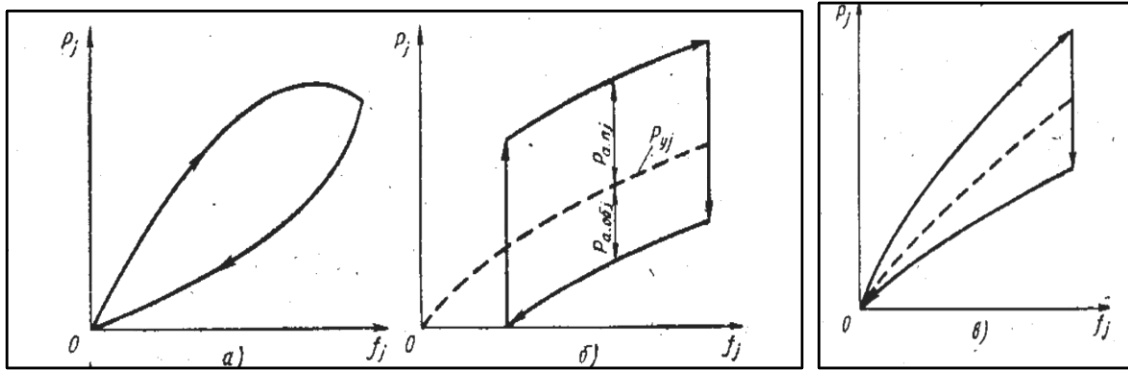


Рисунок 1.6 – Характеристика підвіски з амортизаторами сухого тертя:

а - загальний вигляд; б - при опорі амортизатора, що залежить від знака швидкості відносного переміщення катка; в - при опорі

Підвіски з гідравлічними амортизаторами мають найбільшого поширення в сучасних гусеничних машинах. Для цих підвісок сила, що діє від  $j$ -го катка на корпус машини, може бути представлена у вигляді суми двох сил

$$P = P_y(S) + P_a(\dot{S}^0) \quad (1.2)$$

У підвісках з гідравлічними амортизаторами сила  $P$  залежить не тільки від знака, але і від чисельного значення відносної швидкості переміщення ковзанки. Складові сили  $P$  є функціями перша - переміщення, а друга - швидкості переміщення ковзанки щодо корпусу машини. Тому підвіски з гідравлічними амортизаторами мають у всіх випадках роздільні характеристики пружного елемента  $P_y(S)$  і амортизатора  $P_a(\dot{S}^0)$ . На рисунку 1.7 наведена еквівалентна схема підвіски з гідравлічним амортизатором, а також якісний вид її характеристик при однобічному русі відзначимо, що навіть в цих умовах характеристики будуть нелінійними.

Підвіски релаксаційного типу мають два пружних елементи і амортизатор з силою опору, що залежить від відносної швидкості деталей, що беруть участь у створенні сил тертя (рисунок 1.8).

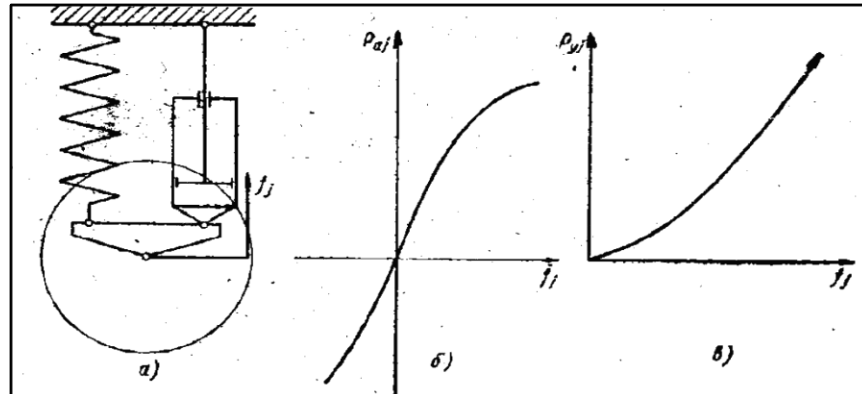


Рисунок 1.7 – Схема і характеристики підвіски з гідравлічними амортизаторами: а - схема; б - характеристика амортизатора; в - характеристика пружного елемента

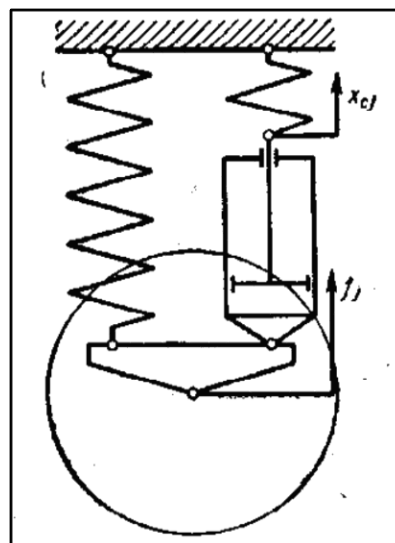


Рисунок 1.8 – Схема підвіски з релаксаційним амортизатором

Один пружний елемент включений між корпусом і катком послідовно амортизатора. Цей пружний елемент разом з амортизатором утворює так званий релаксаційний елемент. Другий пружний елемент з'єднує корпус і каток паралельно релаксаційні елементу і виконує ту ж роль, що і в розглянутих вище схемах підвісок.

Сила, що передається на корпус машини через підвіску релаксаційного типу, залежить не тільки від чисельного значення і швидкості переміщення ковзанки щодо корпусу машини, але і від того, як ці параметри змінюються, перш ніж досягли певного значення.

Найпростішим прикладом підвіски змішаного типу є підвіска з листової ресорою, що володіє великим внутрішнім тертям (тертям між листами ресори), з гідравлічним амортизатором. Однак таку підвіску важко віднести до певного типу, так як цій підвісці притаманні властивості підвісок відразу декількох типів.

У даній роботі в якості об'єкта розглядається незалежна торсіонна підвіска, що не дозволяє змінювати дорожній просвіт. Підвіска відрізняється високою піддатливістю, забезпечує більшу величину ходу ковзанки і високу плавність при русі машини.

В цілому механізм підвіски катка ВГМ при наявності амортизатора (див. рис. 1.9).

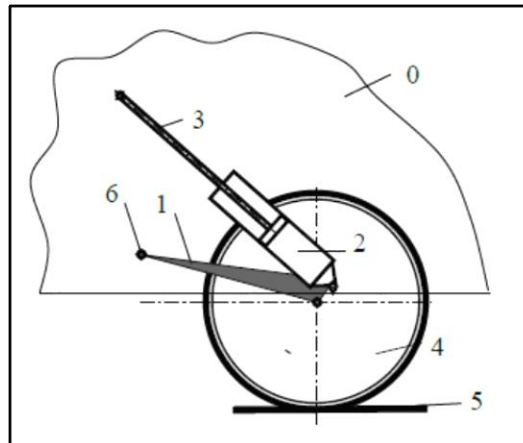


Рисунок 1.9 – Кінематична схема механізму підвіски:

0 - корпус машини; 1 - балансір; 2 - корпус гідравлічного амортизатора;  
3 - шток; 4 - каток; 5 - гусениця; 6 – торсіон

З точки зору структури представляє важільний механізм з кулісною двухповодковою групою, що має рухливість, рівну одиниці.

## 1.2 Вихідні дані при розрахунках підвіски гусеничної машини

Розрахунок системи підресорювання військової гусеничної машини, як транспортного засобу і складною багато масової динамічної структури, базується на результатах дослідження рішень диференціальних рівнянь, що відображають зв'язок коливань підресорених мас (корпусу) гусеничної машини з її конструктивними параметрами і умовами руху [21]. Рівень коливань корпусу машини визначається як зовнішніми обумовлюючими факторами, так і динамічними характеристиками самої машини.

При цьому під зовнішніми збуреннями розуміються дорожні умови як деяка кінематична функція, яка визначає переміщення бігової доріжки гусениці і відповідно підресореною маси машини.

### 1.2.1. Параметри зовнішнього середовища, що використовуються в розрахунках систем підресорювання гусеничних машин

Вивченню дорожніх умов стосовно експлуатації військових гусеничних машин присвячена велика кількість досліджень [10,11,20,21]. Системно їх результати узагальнені в [20]. У цій роботі наведено методи опису профілю дороги і його стан як зовнішнього середовища, макро та мікрорельєф полотна і перешкоди руху машини, вплив зовнішнього середовища на рухливість ВГМ і ряд інших питань, пов'язаних з урахуванням зовнішнього середовища при цільовому призначенні ВГМ.

Поверхня, по якій здійснюється рух машини, являє собою поєднання нерівностей, різних за формою і розмірами. Форма нерівностей визначає тип рельєфу, що характеризується певною крутизною схилу [20]: рівнинний, горбистий, гірський, високогірний.

Маршрути пересування ВГМ прокладаються по дорогах і бездоріжжю. Профіль наїждженої дороги в загальному випадку відрізняється від профілю місцевості, по якій дорога прокладена, так як крім рельєфу існують ще й дорожні нерівності, що формуються рухомим транспортом.

Нерівності, що формуються гусеничним транспортом, відрізняються симетричним щодо осі дороги розташуванням кожної нерівності однієї колії, часто відповідає подібна на геометричні розміри нерівність на інший.

Не вдаючись в подробиці процесів утворення нерівностей при повторних проходженнях машини по ґрунтах різної щільності, звернемо увагу на класифікації нерівностей дорожнього полотна і виникають при цьому завдання, пов'язані з проектуванням систем підресорювання ВГМ.

В [20] відзначається, що формування нерівностей залежить від багатьох причин, більшість з яких носить випадковий характер. Форми, розміри і чергування цих нерівностей є також випадковими. На цій підставі профіль колії можна розглядати як реалізацію випадкового процесу. Основними розмірами нерівностей є їх довжина  $L$  і висота  $h$ . Нерівності різної довжини по-різному впливають на машину, що рухається. Нерівності довжиною менш  $L_{\min}$  впливають на завантаженість елементів шасі, але не викликають сумнівів машини в цілому. Нерівності довжиною понад  $L_{\max}$  слабо впливають на поведінку машини, але змінюють силу опору прямолінійного руху. Нерівності довжиною від  $L_{\min}$  до  $L_{\max}$  викликають вимушені поздовжні і кутові, а також вертикальні лінійні коливання корпусу машини, які ускладнюють роботу екіпажу і погіршують роботу спецобладнання. У зв'язку з цим у магістерській роботі робиться акцент саме на нерівності довжиною від  $L_{\min}$  до  $L_{\max}$ , що визначають, по суті, плавність руху машини на марші.

У відповідності зі сформованою термінологією мікропрофілю називається сукупність дорожніх нерівностей від  $L_{\min}$  до  $L_{\max}$ , які є основним джерелом силових зовнішніх збурень.

Мінімальна і максимальна довжина нерівностей визначається частотою коливань ВГМ і швидкістю їх руху. Так для гусеничних машин при максимальній швидкості руху понад 70 км/год [20]:

$$L_{min} = 0,75 L_{оп}; L_{max} = V_{max} \sqrt{2} / \Omega_4 \quad (1.3)$$

де  $L_{оп}$  - довжина опорної поверхні машини, м;  $V_{max}$  - максимальна швидкість руху, м/с;  $\Omega_4$  - частота власних поздовжніх кутових коливань машини, Гц.

Висота нерівностей в залежності від ґрунту та стадії формування мікропрофілю може змінюватися від 0 до  $H_{max}$ . Для нерівностей довжиною 8-10 м  $H_{max}$  приймається рівною 1 м; нерівності більше 1 м є перешкодами.

На геометричні розміри нерівності мікропрофілю доріг і типових трас доцільно розділити на п'ять типів:

– мікропрофіль 1, що характеризується мало помітними нерівностями висотою 0,02-0,05 м. Це мікропрофіль твердого покриття доріг;

– мікропрофіль 2 з невеликими вибоїнами глибиною 0,05-0,10 м. Цей мікропрофіль характерний для доріг з щебенем або гравійним покриттям;

– мікропрофіль 3 з нерівностями довжиною 6-12 м і середньою висотою 0,10-0,15 м. Такий мікропрофіль мають ґрунтові дороги, інтенсивно експлуатуються автомобільним транспортом і епізодично використовуються для маршів;

– мікропрофіль 4 довжиною 6-12 м і середньою висотою 0,15-0,25 м. Такий мікропрофіль притаманний спеціальних трасах, призначеним для повсякденної експлуатації ВГМ;

– мікропрофіль 5 розбитих ділянок танкових трас, прокладених по легко деформується ґрунтам. У ньому переважають нерівності довжиною 6-12 м і висотою 0,25-0,50 м, а в деяких випадках і більше.

Експериментально встановлено, що на танкодромах і пробіжних танкових трасах переважають мікропрофілі II-IV типів, на які і будемо орієнтуватися в даній роботі.

Як збурює фактор мікропрофіль дороги є випадковою функцією, що задовольняє наступним допущенням що функція стаціонарна, ординати мікропрофілю підкоряються нормальному закону розподілу, дані нерівностей обмежені по верхньому і нижньому меж, мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки у вертикальній поздовжній площині дороги.

### 1.2.2. Показники плавності ходу машини при сталому русі по нерівностях

Коливання ВГМ збуджені дорожнім полотном впливають на водія та інших членів екіпажу, а також на функціонування приладів, довговічність агрегатів та межагрегатних зв'язків машини. У свою чергу водій також впливає на коливання машини, задаючи режим і напрямки руху.

Чим вище якість систем підресорювання і краще плавність ходу, тим з більш високою швидкістю може пересуватися машина без пробою підвіски, тим вище її мобільність. З досвіду експлуатації і випробувань ВГМ слід, що максимальні значення вертикальних прискорень корпусу, виміряні в місці розташування водія, досягають 50-100 м/с<sup>2</sup>; причому значення 100 м/с<sup>2</sup> можна вважати пороговим. При його перевищенні можливі травми, порушення життєдіяльності екіпажу. Медичними нормами вертикального прискорення, що діє на людину, обмежені значенням 30 м/с<sup>2</sup>.

До показників плавності відносяться також амплітуда і швидкість кутових коливань корпусу, які суттєво впливають на втому і сприйняття водієм дорожньої ситуації, його оцінку динамічного стану машини і функціонування її вузлів і агрегатів.

В теорії підресорювання більшість завдань пов'язано з визначенням максимального значення параметрів плавності ходу проекрованої або існуючої машини при обраних (або виданих) конструктивних параметрах її системи, заданої висоті нерівностей  $h$  і швидкості  $V$  машини.

Висоту нерівностей  $H$  вибирають на підставі статистичних даних, отриманих при дослідженні профілю місцевості.

Чим більше висота нерівностей, які гусенична машина долає без жорстких ударів в упори у всьому діапазоні швидкостей, тим менше система підресорювання впливає на зниження середньої швидкості машини. Тому при проектуванні системи підресорювання важливо правильно вибрати висоту нерівностей, яку машина повинна долати без пробоїв балансира. Причому, як показує досвід експлуатації швидкохідних гусеничних машин, їх швидкості обмежуються вертикальними прискореннями, які виникають внаслідок саме жорстких ударів. З іншого боку, якщо висота нерівностей відома, треба з урахуванням можливостей підвіски визначити граничну швидкість руху машини.

З метою оцінки можливостей системи підресорювання, що забезпечує необхідну плавність ходу, пропонується швидкісний коефіцієнт якості системи підресорювання

$$K_n = \frac{V_{cp.n.}}{V_{cp.m.}} \quad (1.4)$$

де  $V_{cp.n.}$  - середня швидкість, обчислена з урахуванням обмежень по системі підресорювання для несприятливих розташувань нерівностей шляху;  $V_{cp.m.}$  - середня швидкість, яка визначається тяговими властивостями машини без урахування обмеження по системі підресорювання.

Для визначення  $V_{cp.n.}$  складається швидкісна характеристика, що відображає залежність від швидкості, максимальної висоти нерівностей  $H_{max}$ , які гусенична машина може долати без жорстких ударів балансірів котків в упори при найнесприятливіших умовах руху по гармонійному профілем, тим самим підтверджується актуальність розрахунку і натурних випробувань по визначенню граничних режимів руху машини за критерієм енергоємності підвіски.

Так як швидкісна характеристика системи підресорювання гусеничної машини відповідає найгіршим варіантів розташування нерівностей, його дійсна середня швидкість визначається нерівністю

$$V_{cp.m} > V_{cp.} > V_{cp.n} .$$

Чим менше різниця між швидкостями  $V_{cp.m}$  і  $V_{cp.n}$ , тим менше обмеження накладаються системою підресорювання на середню швидкість гусеничної машини. Відповідно до цього, чим вище значення  $K_n$ , тим менше система підресорювання обмежує можливу по тяговим властивостям середню швидкість машини.

### 1.3 Математичні моделі динаміки машин

Наведемо фундаментальні основи моделювання динаміки технологічних систем.

Перші моделі найпростіших видів вільного руху тіла засновані на другому законі І. Ньютона, що зв'язує диференціальним рівнянням другого порядку інерційний параметр матеріального тіла (точки), силове зовнішній вплив на нього і параметр руху - прискорення центра мас (точки) в напрямку дії постійної сили в відомих позначеннях

$$m \frac{d^2 S}{dt^2} = P. \tag{1.5}$$

Для ланки приведення пов'язаної механічної системи коли приведення маси є граничною величиною загального вигляду  $m=m(s)$ , де  $s$  - узагальнена координата, крім того, рівняння (1.5) може бути застосовано, якщо ланка приведення звільнено

від зв'язків і їх дія замінена реакціями, які слід сприймати як зовнішні сили. Подібна модифікація (1.5) приводить до Кінетостатичній моделі руху, яка для опису руху незручна, частіше цю модель використовують для визначення реакцій зв'язків при відомому русі.

Знизимо порядок похідної в (1.5) до першого

$$m \frac{dV}{dt} = P \quad (1.6)$$

і розділимо змінні, отримаємо  $m dV = P dt$ , після інтегрування

$$mV \int_{v_0}^{v_1} = Pt \int_{t_0}^{t_1},$$

або

$$mV_1 - mV_0 = P(t_1 - t_0). \quad (1.7)$$

Вираз (1.7) більш відомо, як закон збереження імпульсу або закон збереження (зміни) кількості руху. Вираз (1.7) зручно для моделювання абсолютно пружного короткочасної взаємодії тел допомогою односторонньої неутримуючими зв'язку.

Помножимо ліву і праву частини (1.7) на швидкість, отримаємо  $V$

$$mVdV = PVdt, \quad (1.8)$$

проінтегрував обидві частини матимемо:

$$\frac{1}{2} mV^2 \int_{v_0}^{v_1} = Ps \int_{s_0}^{s_1}$$

або

$$\frac{1}{2}mV_1^2 - \frac{1}{2}mV_0^2 = A_{0-1}, \quad (1.9)$$

де  $A_{0-1}$  - робота зовнішньої сили на переміщенні  $S_1 - S_0$ .

По суті (1.9) виражає закон збереження (зміни) енергії. Завдання аналізу руху тіла (точки) в традиційній постановці полягає у визначенні за відомою інерційної характеристики « $m$ », а також початкової швидкості і виробленої за часовий інтервал роботі зовнішніх сил на переміщенні.

Для ланки приведення форма рівняння (1.9) зберігається, але при цьому параметри системи стають змінними і наведеними, а координати узагальненими:

$$\frac{1}{2}m_{np}(S_1)V_1^2 - \frac{1}{2}m_{np}(S_0)V_0^2 = \int_{S_0}^{S_1} (Pq^{nP} - Pc^{nP})dS. \quad (1.10)$$

Для ланки приведення, що здійснює обертальний рух (найбільш поширений випадок) рівняння (1.10) перетвориться до виду:

$$\frac{1}{2}J_{np}(\varphi_1)\omega_1^2 - \frac{1}{2}J_{np}(\varphi_0)\omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} (Mq^{nP} - Mc^{nP})d\varphi. \quad (1.11)$$

Праві частини рівнянь (1.10) і (1.11) являють собою роботу зовнішніх сил (рушійних і сил опору), причому (1.10) і (1.11) можна розв'язати в квадратурі тільки за умови, що весняні сили є позиційними, тобто залежать від узагальненої координати системи. Якщо ця умова не виконується, то інтеграл в правій частині стає невластивим і (1.10) і (1.11) не мають рішення в аналітичній формі, можливо тільки чисельне рішення.

В аналітичній механіці рівняння (1.10) і (1.11) отримали назви рівнянь руху машини в інтегральній формі.

Перепишемо (1.11) в узагальненій формі та продиференціювати його:

$$\frac{1}{2} J_{np}(\varphi) \omega^2 - T_0 = \int_{\varphi} (Mq^{np} - Mc^{np}) d\varphi \quad \text{та}$$

$$\frac{1}{2} \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \omega^2 + \frac{1}{2} J_{np}(\varphi) 2\omega \frac{d\omega}{d\varphi} = Mq^{np} - Mc^{np},$$

Оскільки

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt},$$

тоді

$$J_{np}(\varphi) \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \omega^2 = Mq^{np} - Mc^{np}. \quad (1.12)$$

Рівняння (1.12) називають рівнянням руху машини в диференціальній формі.

Його компоненти в лівій частині:  $J_{np}(\varphi) \frac{d\omega}{dt}$  - силовий інерційний момент ланки приведення, породжений нерівномірністю його руху;  $\frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \omega^2$  - силовий інерційний момент ланки приведення, природа якого полягає в складності структури кінематичної схеми механічної системи. В окремому випадку  $J_{np} = const$  (ротативна машина), цей компонент звертається в нуль і рівняння руху набуває відомий вид закону Ньютона, оскільки  $Mq^{np} - Mc^{np}$  - надлишковий силовий момент зовнішніх сил.

Інерційний навантаження  $\frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \omega^2$  є функціонально позиційним, залежить від узагальненої координати і викликає в приводах загального вигляду силове збудження періодичного характеру, яке прийнято називати параметричних.

Переписавши (1.12) зі збереженням похідних узагальнених координат:

$$J_{np}(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{np}(\varphi)}{d\varphi} (\dot{\varphi})^2 = M_{изб}(\varphi, \omega, t) \quad (1.13)$$

отримуємо диференціальне рівняння другого порядку зі змінними коефіцієнтами при похідних з правою частиною, залежною як від узагальненої координати, так і від узагальненої швидкості або часу.

В цілому (1.13) не має аналітичного рішення, його рішення можливо тільки чисельними методами з використанням різних прийомів лінеаризації. Воно може бути отримано також шляхом перетворень рівняння Лагранжа II роду [14].

Функція стану консервативної системи за Лагранжом буде такою:  $L = T - \Pi$ , де  $T$  - кінетична, а  $\Pi$  - потенційна енергія систем і, оскільки функція Лагранжа  $L = L(\varphi, \dot{\varphi}, t)$ , то її повний диференціал

$$dL = \left( \frac{\partial L}{\partial \varphi} d\varphi + \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} d\dot{\varphi} \right) dt \quad (1.14)$$

Оскільки

$$d\dot{\varphi} = \frac{d}{dt} d\varphi,$$

то

$$dL = \left( \frac{\partial L}{\partial \varphi} d\varphi + \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \frac{d}{dt} d\varphi \right) dt$$

або

$$dL = \left( \frac{\partial L}{\partial \varphi} + \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \frac{d}{dt} \right) d\varphi dt \quad (1.15)$$

У консервативній системі (без підведення або вибуття енергії ззовні) рух буде таким, що  $L$  буде прагнути мати мінімум, тобто Останнім висловлює принцип найменшої дії, тоді але варіація отже

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0. \quad (1.16)$$

Вираз (1.16) отримало назву рівняння Лагранжа II роду для опису вільного руху консервативних систем.

Для неконсервативних систем праву частину є силова функція від зовнішніх по відношенню до системи сил, в нашому випадку:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) + \frac{\partial L}{\partial \varphi} = M_{\text{изб}}. \quad (\varphi, \omega, t) \quad (1.17)$$

Беручи  $M=0$ , отже

$$L = T = \frac{1}{2} J_{np} \omega^2,$$

тоді

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{2} J_{np} 2\omega = J_{np} \omega$$

та

$$\frac{d}{dt}(J_{np}\omega) = \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\varphi}{dt} + J_{np} \frac{d\omega}{dt} \frac{\partial L}{\partial \varphi} = \frac{1}{2} \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \omega^2,$$

остаточно

$$J_{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \omega^2 = M_{изб} \quad (\varphi, \omega, t) \quad (1.18)$$

отримаємо рівняння руху машини в диференціальній формі, тобто рівняння (1.12) і рівняння Лагранжа II роду тотожні. виділення узагальнених координат і складання динамічних моделей надалі буде засновано на використанні рівнянь Лагранжа II роду.

## 2. МОДЕЛІ РУХУ ГУСЕНИЧНОЇ ПЛАТФОРМИ В УМОВАХ ПРИРОДНИХ ТРАС

2.1. Обґрунтування припущень і визначення кількості узагальнених координат при моделюванні руху багатоцільовий гусеничної платформи в умовах природних трас

Виходячи з аналізу робіт провідних вчених, складені і проаналізовані математичні моделі руху гусеничної платформи в умовах природних трас виходячи з критерію повного використання енергоємності підвіски. Система підресорювання будь-якої машини тим ефективніше, чим більше висота нерівностей, яку долає машина на експлуатаційних швидкостях без жорстких ударів рухливих елементів підвіски в упори.

Конструкція підвіски базового виробу [16,19] включає 12 опорних катків по 6 з кожного борту з автономними балансирними важелями та торсіонами. Дві пари передніх, та задня пара опорних ковзанок забезпечена гідравлічними амортизаторами, призначеними як для створення гідравлічної реакції, так і, головним чином, для дисипації енергії власних коливань підресореною маси машини.

Статичний хід опорних катків під дією сили ваги підресореною маси знаходиться в межах (100-120 мм), а динамічний хід катків в русі становить до 350 мм і обмежений упорами, встановленими в корпусі машини.

Завдання визначення граничних швидкостей руху машини за допомогою моделювання параметрів дорожнього полотна і динамічної поведінки елементів підвіски є складною і відноситься до області нелінійної механіки за цілою низкою об'єктивних обставин, а саме:

– нелінійності сил, що діють з боку опорних ковзанок через залежності сили, що діє від конкретного опорного катка, в функції величини і швидкості відносного переміщення тільки даного катка. При цьому гусеничний обвід, будучи

кінематичної зв'язком всіх ковзанок борту, робить рух ковзанок складно пов'язаним (залежним), додатково цей зв'язок визначається натягом гусениці і місцем докладання силового обурення з боку профілю дорожнього полотна на опорні елементи підвіски;

- нелінійності характеристик пружних елементів, до яких відноситься, в тому числі обмеження ходу опорного катка (удар балансира про упори);

- нелінійності характеристик амортизаторів - тут має місце нерівність сил опору при прямому і зворотному ходах і обмеження максимальних відносних швидкостей (перепуск рідини в камерах амортизатора без дроселювання при граничному тиску);

- відсутність утримує зв'язку опорних ковзанок з ґрунтом (біговою доріжкою гусениці), вона особливо проявляється при наявності гідравлічних амортизаторів. При зворотному ході катка сила опору амортизатора негативна, і її необхідно відраховувати з пружної сили. У точці, де ці сили рівні за модулем, але протилежні за напрямком, відбувається відрив катка від ґрунту, і він має рух по закону, яка не пов'язана з рухом корпусу машини, тобто він буде рухатися під дією сил інерції і ваги, які, по відношенню до машини, є внутрішніми. До тих пір, поки каток не торкнеться ґрунту, сила, що діє від катка на корпус машини (не рахуючи сили ваги), буде відсутня;

- якщо каток до моменту зустрічі з наступною нерівністю не опуститься в початкове положення, то поєднання силових характеристик треба вести від цього його положення, а не з нуля. У момент контакту катка з ґрунтом його швидкість щодо корпусу буде змінюватися стрибкоподібно, що призводить до стрибкоподібної зміни сили опору амортизатора і, отже, сили від нього на корпус, тобто на силовий характеристиці амортизатора утворюється вертикальний ділянку.

Як правило, при складанні моделі руху властивості об'єкта аналізують, тобто приймають характеристики об'єкта незалежними від параметрів руху (постійними). При цьому лінійні диференціальні рівняння практично точно описують малі коливання і малі зміни узагальнених координат. У нашому випадку це означає, що досліджується рух машини, при якому динамічний хід опорних елементів повністю

не вибирається - немає регулярного відриву опорних ковзанок, а ці події є граничними і виступають в ролі критеріальних обмежувачів характеристик руху.

Крім позначених при моделюванні використовують пакет припущень, які можна віднести до загальноприйнятих:

- зв'язки елементів підвіски між собою та з ґрунтом голономних і стаціонарні;

- пружні елементи підвіски (торсіони) і амортизатори мають лінійні позиційні і швидкісні характеристики відповідно;

- корпус машини і ланки кінематичного ланцюга підвіски вважаються жорсткими, виконані і зібрані абсолютно точно, в рухливих зв'язках зазори відсутні;

- гусениця копіює дорожнє полотно, її поздовжня деформація, звенчатість, натяг, демпфуючі і зв'язуючі властивості не враховуються.

Досвід моделювання динаміки руху транспортної машини досліджуваного типу, а також рекомендації підтверджують, що з 6 потенційних ступенів свободи машини, її рух по поверхні загального виду цілком визначено трьома узагальненими координатами.

Конструктивно машина виконана таким чином, що їй забезпечено стійке поступальний поздовжнє рух уздовж осі  $x$  (рисунок 2.1). При цьому поздовжні лінійні коливання виражені слабо, отже, при моделюванні можна вважати швидкість лінійного руху постійною, а підресореним корпус у вертикальній курсової площині здійснює вертикальні лінійні коливання і поздовжньо-кутові коливання [13,15].

Практично відсутні поперечні лінійні коливання, що пояснюється надійним зчепленням гусениці з ґрунтом і елементів підвіски, в свою чергу, з гусеницею, а також немає некерованих динамічних вимушених поворотів (нишпорення) в курсовій площині. Таким чином, на додаток до лінійним вертикальним коливанням вздовж осі  $i$  і поздовжньо куткового руху навколо осі  $u$ , яке визначається кутом, має місце поперечно-кутовий рух, яке визначається кутом, навколо осі  $x$  системи координат, що має початок в центрі мас машини (рисунок 2.1).

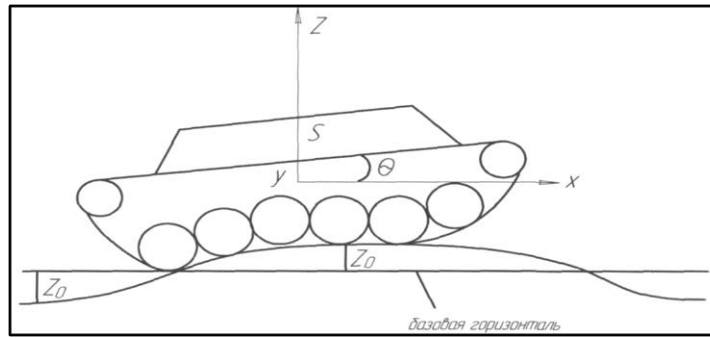


Рисунок 2.1 - Схема об'єкта і система координат

Перша ступінь свободи - вертикальне переміщення корпусу визначається переміщенням центру мас уздовж осі  $Z$  і ця узагальнена координата входить аргументом в рівняння Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} = Q_z, \quad (2.1)$$

де  $T$  – кінетична енергія машини в цьому русі;  $Q_z$  – узагальнена сила, що передається від ґрунту на опорні елементи підвіски.

Друга ступінь свободи – поздовжньо-кутові переміщення, тобто повороти корпусу навколо його поперечної осі  $y$  (рисунок 2.1) моделюється аналогічно і саме цей рух вивчено досить повно.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = Q_\theta, \quad (2.2)$$

де  $T$  – кінетична енергія машини в поздовжньо-кутовому русі;  $Q_\theta$  - силовий момент, створюваний поверхнею дорожнього полотна на опорні елементи підвіски.

Моделювання та експериментального дослідження руху машини за координатами і присвячені багато робіт, зокрема [12,15].

Як показали дослідження, тільки в разі малих переміщень по  $Z$  і  $\theta$ , а також при повній симетрії підвіски, ці координати можна вважати незалежними. В умовах

природних трас, починаючи з  $z_0 = 0,2$  м і з довжиною хвилі профілю дорожнього полотна  $\lambda = (6-12)$  м, а також за наявності не симетрії підвіски рух по  $Z$  і  $\theta$  є пов'язаними. Наявність зв'язку рухів означає, що, наприклад, рух по  $\theta$  викликає додатково рух по  $Z$ . У цих умовах слід вирішувати (2.1) і (2.2) спільно, попередньо визначивши кількісно пружну і швидкісну зв'язку при зміні  $\theta$  і  $Z$ .

Для вирішення об'єднаних (2.1) і (2.2) в єдине диференціальне рівняння, останнім буде містити дві узагальнені координати  $Z$ ,  $\theta$  та їх похідні. Для розв'язання рівняння його слід доповнити диференціальним рівнянням, що виражає рівновагу моментів щодо поперечної осі  $y$ , що містить як  $Z$ ,  $\theta$ , так і  $\dot{Z}$ ,  $\dot{\theta}$ .

Облік пов'язаності коливань значно ускладнює математичну модель і особливо прийоми добування інформації з моделі. Вважаючи, що основна несиметричність підвіски об'єкта полягає в несиметричності розміщення амортизаторів, динамічна реакція яких буде відрізнятися тільки в поздовжньо-кутовому русі, то для першого наближення зв'язаність коливань можна опустити.

Третя, що враховується при моделюванні ступінь свободи - поперечно-кутові переміщення навколо поздовжньої осі, визначаються кутовою координатою і моделюються за аналогією з (2.1) і (2.2) і є найменш вивченими:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_{\psi}, \quad (2.3)$$

де  $T$  – кінетична енергія підресореною маси машини в поперечно-кутовому русі;  $Q_{\psi}$  – силовий момент, створюваний від сторін колії дорожнього полотна і переданий на корпус машини через бортові елементи підвіски.

Поперечно-кутовий рух є значним за всіма параметрами - амплітудою, швидкості і прискорення, при русі машини по пересіченій місцевості загального вигляду, лежневим проходам, русі під кутом до напрямку природної хвильової поверхні. Моделювання поперечно-кутового руху і дослідження його впливу на екіпаж, зв'язку корпусу з навісним обладнанням і вантажем, а також несучі

елементи підвіски також є актуальним. При цьому такий рух безумовно слід приймати незалежним. Дослідженню поперечно-кутових коливань в даній роботі буде приділено особливу увагу.

Зрозуміло робочі диференціальні рівняння руху підресореною маси транспортної машини відрізняються від (2.1)–(2.3), оскільки наповнення (2.1)–(2.3) передбачає використання функції енергетичного стану системи по кожній з означених координат. Наприклад, розкриваючи (2.1), маємо вираз кінетичної енергії  $T$  підресореною маси в лінійному русі по вертикальній осі  $Z$ :

$$T = \frac{m \left( \dot{Z} \right)^2}{2},$$

а породжувана таким рухом потенційна енергія  $\Pi$  пружної підвіски визначиться як

$$\Pi = \frac{c Z^2}{2},$$

тоді:

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = m \dot{Z}$$

і при незмінній масі  $m$

$$\frac{d}{dt} \left( m \dot{Z} \right) = m \ddot{Z}, \quad \text{а} \quad \frac{\partial \Pi}{\partial Z} = c Z.$$

Бездемпферна модель руху по (2.1):

$$m \ddot{Z} + c Z = Q_z \tag{2.4}$$

При наявності демпфера з силою опору, пропорційної швидкості, робоче диференціальне рівняння руху по узагальненій координаті отримує відомий вид рівняння вимушених коливань:

$$m \ddot{Z} + b \dot{Z} + c Z = Q_z \quad (2.5)$$

При кінематичному збудженні, тобто по відомим  $Z(t)$ ; а отже,  $\dot{Z}(t)$ ;  $\ddot{Z}(t)$  визначенню в (2.5) підлягає  $Q_z$ , а знання узагальненої сили в критичних режимах руху по цій координаті визначає конструкцію підвіски в такому русі.

2.2. Граничні режими руху багатоцільовий гусеничної платформи за критерієм повного використання можливостей енергоємності підвіски

У пункті 2.1 цієї роботи вказано, що конструкція гусеничного рушія базового виробу дозволяє описати динамічну поведінку підресореною маси машини трьома узагальненими координатами. Але для ефективного використання шасі машини або машини в цілому необхідно знати граничні режими руху, при яких енергоємність ходової частини використовується з максимальною ефективністю, але при цьому не настає пробій підвіски і екіпаж машини не піддається гранично допустимим вертикальним прискоренням.

Ударне зіткнення балансира катка з упором (пробою підвіски) викликає значні прискорення елементів всієї динамічної системи і, як наслідок, високі динамічні ударні навантаження, поширювані по конструкції машини, що вкрай несприятливо впливає на екіпаж, приладовий комплекс, на зв'язку між агрегатами, на герметичні і інші сполуки. Режим руху з пробоем підвіски є граничним і в умовах нормальної експлуатації машини неприпустимий.

Ясно, що пробій підвіски настає після того, коли її здатність до поглинання енергії коливань вибирається повністю, що з одного боку визначається граничним рівнем потенційної енергії, яка сприймається підвіскою, а з іншого - рівнем кінетичної енергії підресореною маси, яка визначається і залежною як від величини маси, так і від параметрів геометрії дорожнього полотна і швидкості руху машини.

Для визначення граничних режимів руху машини поставимо і вирішимо кілька прикладних задач динаміки руху машини за регулярним профілем, маючи на увазі рух її центру мас, тобто вплив розподілу підресореною маси, характерною для машини конкретного виконання, а також проходження машиною одиничних перешкод, здатних викликати послідовний по ковзанках хвильової пробою вузлів підвіски, в даній роботі опускаються.

Визначимо спочатку граничну вертикальну швидкість руху центру мас машини, при якій підвіска буде пробиватися. Позначимо вертикальну швидкість руху центру мас  $V_s^{(\epsilon)}$ , прийнявши для визначеності підресорену масу машини рівній 38000 кг, а вертикальну жорсткість всієї підвіски  $c^{(\epsilon)} = 2510$  н/мм і її повний хід  $\delta = 450$  мм. Складемо рівняння кінетичної енергії машини в цьому русі і прирівняємо цю енергію потенційної енергії пружної деформації всієї підвіски до її пробою, отримаємо

$$\frac{m[V_s^{(\epsilon)}]^2}{2} = \frac{c^{(\epsilon)}\delta^2}{2},$$

звідки

$$V_s^{(\epsilon)} = \sqrt{\frac{c^{(\epsilon)}\delta^2}{m}} \quad (2.6)$$

Підставивши в рівняння (2.6) значення вхідних параметрів, визначимо значення вертикальної швидкості центру мас  $V_s^{(g)} = 3,7$  м / с, яке слід вважати граничним.

Граничне значення  $V_s^{(g)}$  повною мірою пов'язує параметри регулярного профілю дорожнього полотна і швидкість руху машини по ньому.

Так, в першому наближенні, рівняння регулярного профілю можна уявити гармонійною функцією виду

$$y = y_0 \cdot \cos \omega t, \quad (2.7)$$

де  $y_0$  – амплітудне відхилення профілю від базової горизонталі;  $\omega$  – кругова частота цих відхилень;  $t$  – час.

тоді

$$V_s^{(g)} = \frac{dy}{dt} = -y_0 \omega \sin \omega t, \quad (2.8)$$

звідки, використовуючи граничне значення  $V_s^{(g)}$ , опускаючи знак і, поклавши

$$\sin \omega \cdot t = 1,$$

отримаємо зв'язок між  $y_0$  і  $\omega$ :

$$\omega = \frac{V_s^{(g)}}{y_0}, \quad (2.9)$$

яка має гіперболічний вид, представлений на рисунку 2.2.

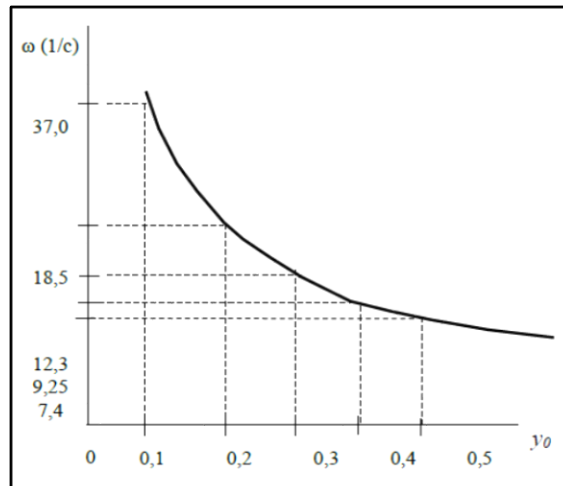


Рисунок 2.2 – Залежність амплітудного відхилення профілю дороги і кругової частоти цих відхилень при заданій граничній швидкості підресореною маси

З огляду на, що час одного періоду коливань підресореною маси  $\tau=2\pi/\omega$ , проведемо обчислення і складемо масив пов'язаних між собою значень  $y_0$ ,  $\omega$ ,  $\tau$ : представлений на рисунку 2.3.

$y_0 = 0,5$ м.	$\omega = 7,4$ 1/с ,	$\tau = 0,84$ с;
$y_0 = 0,4$ м.	$\omega = 9,25$ 1/с ,	$\tau = 0,67$ с;
$y_0 = 0,3$ м.	$\omega = 12,3$ 1/с ,	$\tau = 0,51$ с;
$y_0 = 0,2$ м.	$\omega = 18,5$ 1/с ,	$\tau = 0,34$ с;
$y_0 = 0,1$ м.	$\omega = 37$ 1/с ,	$\tau = 0,17$ с.

Рисунок 2.3 – масив пов'язаних між собою значень

Масив дозволяє наочно уявити зв'язок параметрів профілю дорожнього полотна – амплітудне значення  $y_0$ , довжину хвилі  $\lambda$  зі швидкістю руху машини  $\lambda=V\cdot\tau$ . Перетворимо масив в зручну форму, розмістивши в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Граничні значення швидкості руху машини  $V$  (км/год) в залежності від параметрів  $y_0$ (м) и  $\lambda$ (м)

$y_0=0.5$ м	$V$	70	60	50	40	30	20*	10
	$\lambda$	16,8	13,9	11,5	9,32	6,99	4,66	1,7

Продовження таблиці 2.1

$y_0=0.4\text{м}$	$V$	70	60	50	40	30	20	
	$\lambda$	12,9	11,1	9,24	7,4	5,58	3,7	
$y_0=0.3\text{м}$	$V$	70	60	50	40*	30		
	$\lambda$	9,8	8,4	7,03	5,66	4,2		
$y_0=0.2\text{м}$	$V$	70	60	50*				
	$\lambda$	6,59	5,66	4,6				
$y_0=0.1\text{м}$	$V$	70	60					
	$\lambda$	3,33	2,82					

У таблиці 2.1 \* - відзначені значення, при яких ще може бути реалізований повний період коливань центру мас машини. Як відомо, при інтенсивному русі машин досліджуваного класу по регулярним природним трасах на дорожньому полотні утворюється періодичний профіль з довжиною хвилі  $\lambda=(6\div 12)$  м. Оскільки довжина опорної частини машини  $l\approx 4$  м, то граничними значеннями можна вважати  $\lambda\geq 4$  м, це і позначено (\*).

З масиву граничних значень параметрів профілів і швидкості руху слід, що зі збільшенням  $y_0$ , гранична швидкість руху машини зменшується. Так, при  $y_0=0,5$  м і  $\lambda\approx 7$  м значення граничної швидкості руху машини по пробою підвіски складає всього 30 км/год, навіть при відносно малих значеннях  $y_0=0,3$  м швидкість руху машин має граничне значення  $V=40$  км/год.

Аналогічний результат можна отримати іншим шляхом, висловивши кругову частоту  $\omega$  (1/с) через лінійну частоту  $f$  періодичності профілю  $f=\omega/2\pi$ , звідки довжина  $\lambda$  хвилі профілю дорожнього полотна і швидкість руху машини будуть пов'язані залежністю виду  $V=\lambda\cdot f$ .

Цікавим є і завдання про визначення граничної висоти уступу (трампліну) штучного або природного походження з якого машина, проходячи фазу вільного польоту, падає на горизонтальну поверхню за умовою відсутності пробою підвіски.

Використовуючи критерій граничного значення вертикальної швидкості, визначимо час вільного падіння маси для досягнення цієї швидкості по відомій залежності:

$$V_s^{(e)} = V_0 + gt,$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння  $g=9,8 \text{ м/с}^2$ . При  $V_0=0$ , отримаємо:

$$t = \frac{V_s^{(e)}}{g},$$

Останнім, з урахуванням  $V_s^{(e)}=3,7 \text{ м/с}$ , дасть значення  $t=0,37 \text{ с}$ .

Гранична висота уступу, падіння з якого викличе пробою підвіски, буде такою:

$$H = \frac{gt^2}{2}, \tag{2.10}$$

після підстановки числових значень в (2.10) отримаємо  $H=0,695 \text{ м} \approx 0,7 \text{ м}$ .

Реально, з урахуванням тертя в шарнірах балансирів, втрат в гідроамортизаторах, в контактах опорних ковзанок з гусеницею, а гусениці з ґрунтом, демпфуючих властивостей самої гусениці гранична висота  $H$  буде трохи вище.

Представляє значний інтерес ще одна прикладна задача про визначення зв'язку швидкості руху машини і параметрів регулярного профілю дорожнього полотна з одного боку з частотою власних вертикальних коливань підресореною частини машини - з іншого.

Це особливо важливо для вибору режиму руху за критерієм непотраплення в резонансну зону, бо близькі за значенням власні і вимушені частоти здатні викликати рух машини зі значними амплітудами, що приводять до відриву машини

від дорожнього полотна з подальшим падінням, що супроводжується пробоем підвіски.

Власна кругова частота лінійних коливань машини по вертикалі буде такою:

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (2.11)$$

з урахуванням прийнятої для розрахунку масової характеристики і жорсткості підвіски, значення  $\omega$  складе  $\omega=8,1$  1/с або

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 1,3 \text{ Гц}, \quad (2.12)$$

тобто період одного повного власного вертикального коливання машини буде дорівнює

$$\tau = 1/f \approx 0,77 \text{ с.}$$

Визначимо довжину хвилі регулярного профілю дорожнього полотна, здатного викликати кінематичне збудження з цією частотою в залежності від швидкості руху машини.

Так, при швидкості  $V=60$  км/год за 1 с машина проходить шлях, рівний 16,4 м, а за 0,77 с цей шлях становить 12,62 м, що і буде довжиною хвилі, здатної викликати резонансне стан системи. При швидкості  $V=50$  км/год  $\rightarrow \lambda=10,78$  м; при  $V=40$  км/год  $\rightarrow \lambda=8,47$  м; при  $V=30$  км/год  $\rightarrow \lambda=6,66$  м. Саме ця обставина (накладенням власних коливань) пояснюється ефект виникнення періодичного профілю на природних трасах при інтенсивному русі по ним машин досліджуваного класу. При довжині хвилі  $\lambda < 1$ , прохід центру мас в режимі повного коливання не реалізуємо, тому при  $\lambda < 1$  підвіска буде нездатна цілісно копіювати

профіль дорожнього полотна, і періодичне рух центру мас заміниться іншим режимом, з кутовими коливаннями корпусу.

Представляє особливий інтерес ще одна задача визначення зв'язку параметрів регулярного профілю дорожнього полотна і швидкості руху машини, при поєднаннях яких виникають гранично допустимі рівні вертикальних прискорень. Для екіпажу цей рівень обмежений величиною  $3g$ .

Якщо профіль дорожнього полотна, як і вище, визначити функцією (2.7), то

$$\frac{d_2 y}{dt^2} = -y_0 \omega^2 \cos \omega t, \quad (2.13)$$

тобто лінійне прискорення по вертикалі лінійно залежить від амплітуди і в другому ступені від частоти хвиль регулярного профілю дорожнього полотна. Поклавши в (2.5)  $\cos \omega t = 1$ , отримаємо

$$30 \text{ м/с}^2 = -y_0 \omega^2 \quad (2.14)$$

Використовуючи (2.12), складемо масив значень  $y_0$ ,  $\omega$ ,  $\tau$ : рисунку 2.4.

$y_0 = 0,5 \text{ м,}$	$\omega = 7,74 \text{ 1/с ,}$	$\tau = 0,81 \text{ с;}$
$y_0 = 0,4 \text{ м,}$	$\omega = 8,66 \text{ 1/с ,}$	$\tau = 0,72 \text{ с;}$
$y_0 = 0,3 \text{ м,}$	$\omega = 10,0 \text{ 1/с ,}$	$\tau = 0,62 \text{ с;}$
$y_0 = 0,2 \text{ м,}$	$\omega = 12,2 \text{ 1/с ,}$	$\tau = 0,51 \text{ с;}$
$y_0 = 0,1 \text{ м,}$	$\omega = 17,3 \text{ 1/с ,}$	$\tau = 0,36 \text{ с.}$

Рисунок 2.4 – масив пов'язаних між собою значень

Знову перетворимо масив в зручну форму, розмістивши граничні значення швидкості руху машини  $V$  (км/год) в залежності від параметрів  $y_0$  (м) і  $\lambda$  (м) (таблиця 2.2) Аналіз масиву свідчить про співпадаючих обмеження швидкості руху

машини за граничним значенням вертикальності прискорень і за граничним значенням вертикальної швидкості переміщення її центру мас, отриманого вище.

Таблиця 2.2 – Граничні значення швидкості руху машини  $V$  (км/год) в залежності від параметрів  $y_0$  (м) і  $\lambda$  (м)

$y_0=0.5м$	$V$	70	60	50	40	30*	20	10
	$\lambda$	15,71	13,4	11,1	7,29	6,74	4,49	1,7
$y_0=0.4м$	$V$	70	60	50	40	30	20	10
	$\lambda$	13,9	11,9	9,9	7,9	5,99	3,9	1,51
$y_0=0.3м$	$V$	70	60	50	40*	30	20	10
	$\lambda$	12,8	10,2	8,55	6,88	5,16	3,44	1,3
$y_0=0.2м$	$V$	70	60	50	40*	30	20	10
	$\lambda$	9,89	8,48	7,0	5,66	4,24	2,83	1,07
$y_0=0.1м$	$V$	70	60	50*	40	30	20	10
	$\lambda$	6,98	5,97	4,96	3,99	2,99	1,99	0,75

Крім вище перерахованих, представляє інтерес завдання по визначенню умов відриву опорного катка від бігової доріжки гусениці, що викликається кінематичним порушенням з боку регулярного профілю дорожнього полотна.. У цьому вільному русі на каток діє сила ваги, пружна сила торсіона і гідравлічна сила від амортизатора, але його реакція на корпус машини відсутня. [20,22].

Відрив катка від доріжки з регулярним рельєфом  $y=y_0 \cdot \cos \omega \cdot t$  буде, якщо сила його інерції  $-m\ddot{y} = -m \cdot y_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t$  буде більше сукупності сил ваги, пружної сили торсіона і гідравлічної сили амортизатора:

$$m \cdot y_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t > G + c y + e^y. \quad (2.15)$$

Знаючи вагові параметри катка, жорсткість торсіона і характеристику амортизатора, завдання вирішується з вищевикладеного алгоритму щодо  $\omega$  і пов'язаної з нею швидкістю руху машини при певних значеннях  $y_0$ .

Крім встановлення граничних режимів руху по (2.15) з метою виключення відриву опорних ковзанок від бігової доріжки гусениці, слід вивчити можливість виникнення стійких коливань типу: «відрив катка - удар про бігову доріжку гусениці, новий відрив». Такі коливання можливі, якщо швидкість другого зіткнення більше або дорівнює швидкості першого його зіткнення, що виражається умовою:

$$y_0 \omega^2 \geq \pi g \frac{1-R}{1+R}, \quad (2.16)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння;  $R$  - коефіцієнт відновлення швидкості (при абсолютно пружному ударі  $R=1$ , при непружному  $R=0$ ).

Реально пружне взаємодія ковзанок і бігової доріжки гусениці, з урахуванням демпфуючих властивостей дорожнього полотна свідчать про непружного ударі, тому періодичного ударного руху катка безумовно не буде.

Відрив катка викликається виключно інерційними причинами і його рух може бути визначено диференціальним рівнянням другого порядку:

$$m\ddot{y} + e\dot{y} + cy = G + P \cdot \cos \omega \cdot t, \quad (2.17)$$

рішення, якого має відомий вигляд:

$$y = e^{-nt} (c_1 \cos \sqrt{R^2 - n^2} t + c_2 \sin \sqrt{R^2 - n^2} t) + \frac{H}{m \sqrt{(R^2 - n^2)^2 + 4n^2 \omega_2^2}} \sin(\omega t - \varphi), \quad (2.18)$$

де  $c_1$  і  $c_2$  - постійні інтегрування,  $n$  - квадрат власної частоти вузла підвіски,  $m$  - маса опорного катка,  $G$  - приведена сила тяжіння вузла підвіски,  $\varphi$  - кут, що характеризує відставання фази переміщення від фази сили

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2n\omega}{R^2 - \omega^2}.$$

Не менш цікавим є моделювання ударного взаємодії опорного катка рушія БЦГМ з одиначною дорожньою перешкодою. У цьому напрямку зроблено наступне:

- створена і детально досліджена узагальнена кінематична модель механізму підвіски, передавальна функція швидкості якого була предметом синтезу схеми механізму, встановлено зв'язок руху опорного катка, що зазнає кінематичне збудження з боку дорожнього полотна, з рухом інших ланок механізму підвіски в тому числі параметрів лінійних і кутових прискорень щодо руху штока гідравлічного амортизатора, що формує силову реакцію на важіль балансира;

- проведено аналіз кінетостатичного навантаження проблемного елемента підвіски і визначені граничні по пробою підвіски режими руху машини в умовах регулярних і природних трас;

- показано, що силове інерційне навантаження пари «шток-напрямна втулка» амортизатора носить циклічний високочастотний характер і може бути значним по модулю, що походить від параметричного збудження, обумовленого звінчатою будовою гусениці і змінною жорсткістю частини траків. Саме цей вид силового збудження є визначальним ресурс проблемного елемента механізму підвіски.

### 2.2.1. Моделювання динаміки подолання платформою одиначних перешкод

Однак, працездатність підвіски в цілому і її ресурс значною мірою залежать і від рівня динамічних навантажень в зв'язках, що виникають при проходженні машини одиначного перешкод: колод, пнів, каменів, інших уступів природного і штучного походження. Особливе значення це має для пари передніх ковзанок, що

сприймають до 40% від загального опору руху при мінімальному демпфуючому ефекті, створюваному гусеницею.

На Рисунку 2.5 приведена схема механізму підвіски і нерухомого одиничного перешкоди в формі прямокутного уступу висотою  $h$ .

Дотримуючись [18], складемо спочатку модель взаємодії опорного катка 1 циліндричної форми як квазівільного тіла, що здійснює плоский рух - кочення без ковзання по горизонтальній поверхні з миттєвим центром швидкостей в точці  $P$ , тобто наявність зв'язку центру  $A$  катка 1 за допомогою важеля балансира 2 з корпусом машини в точці  $O$  опускаємо, а сам каток представимо однорідним циліндром масою  $m$  і радіусом  $r$ . У момент контакту зі сходиною в точці  $D$  відбудеться перетворення плоского руху катка 1 в обертальний щодо точки  $D$  і оскільки час взаємодії мало, то перетворення руху носить ударний характер. Отже, що при ударі відскоку катка від точки  $D$  не відбувається, тобто удар абсолютно непружних і коефіцієнт відновлення  $K=0$ .

При контакті катка з упором в точці  $D$  центр лінійних швидкостей точок катка миттєво переміщається з точки  $P$  в  $D$ , лінійна швидкість центру мас катка, до удару дорівнює  $V_{Aпер}$ , стає рівною  $U_A$ , кутова швидкість до удару  $\omega_1$  перетворюється в  $\omega_2$ .

Очевидно, що проходження уступу вільним катком призведе до втрати енергії, а силове взаємодія катка з упором буде характерно ударним імпульсом, проекції якого на осі  $x$  і  $y$   $S_{Dx}$  і  $S_{Dy}$  відповідно, показані на рисунку 2.5.

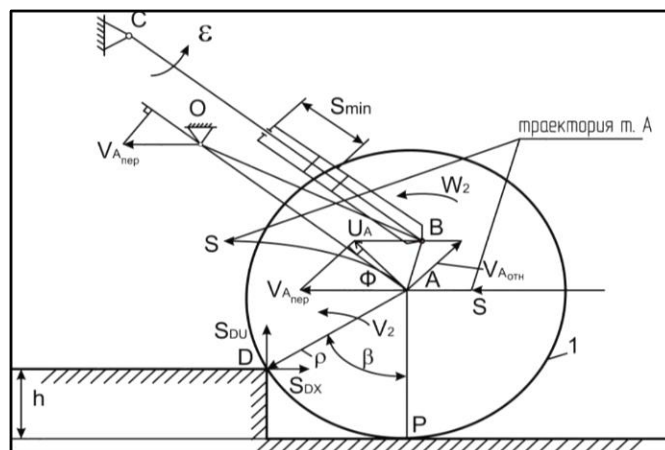


Рисунок 2.5 – Ударна взаємодія катка з уступом

Звернемося до фундаментальних закономірностям аналітичної механіки і визначимо зміна кінетичного моменту механічної системи «каток-опорна поверхня з уступом» при проходженні вільним катком уступу прямокутної форми і висотою  $h$ .

Позначивши стан системи до і після удару індексами 1 і 2, складемо рівняння кінетичних моментів  $\lambda_{Z1}$  і  $\lambda_{Z2}$  системи щодо умовної горизонтальній осі  $Z$ , що проходить через точку  $D$  перпендикулярно площині креслення (рисунок 2.3).

$$\begin{aligned}\lambda_{Z1} &= -mV(\rho - h) - J_A \omega_1 \\ \lambda_{Z2} &= -mU_A \rho - J_A \omega_2\end{aligned}\quad (2.19)$$

де

$$\begin{aligned}V_A &= \omega_1 \rho; \\ U_A &= \omega_2 \rho\end{aligned}$$

причому  $J_A$  в (2.19) визначено як для однорідного циліндра

$$J_A = \frac{m\rho^2}{2}$$

Оскільки ударні імпульси виходять від точки  $D$ , то щодо осі, що проходить через точку  $D$ , імпульси не створять моменту, отже, кінетичний момент системи до удару і після удару не зміниться і  $\lambda_{Z1}$  можна прирівняти до  $\lambda_{Z2}$ , тобто

$$mV_A(\rho - h) + J_A \omega_1 = mU_A \rho + J_A \omega_2,$$

звідки

$$\omega_2 = \frac{m\rho(\rho - h) + J_A \omega_1}{m\rho^2 + J_A}$$

або

$$\omega_2 = \frac{(m\rho^2 - m\rho h)\omega_1}{\frac{3}{2}m\rho^2} = \omega_1 \left(1 - \frac{h}{1,5\rho}\right). \quad (2.20)$$

Формула (2.20), на перший погляд, дає некоректний результат, оскільки  $\omega_2$  по (2.20) буде дорівнює нулю тільки при  $h = 1,5\rho$ , що невірно, бо вже при  $h = \rho$  удар стає прямим з повним поглинанням кінетичний енергії руху катка і перехід катка з плоского в обертальний рух відносно точки D буде фізично неможливий.

Ця обставина в [18] не помічено, воно виникло через обліку в (2.20) кінетичного моменту від власного обертання циліндра навколо геометричній осі A до удару і власного обертання циліндра після удару при виході циліндра на опорну поверхню за уступом, хоча такий вихід слід вже за кінцевий і значущий проміжок часу і може не відбутися зовсім в варіанті вільного кочення циліндра при певних співвідношеннях кінетичного моменту і висоти уступу в порівнянні з радіусом циліндра.

Складемо математичний вираз збереження кінетичного моменту без урахування власного обертання циліндра, одержимо:

$$mV_A(\rho - h) = mU_A\rho, \quad (2.21)$$

тоді

$$\omega_2 = \omega_1 \left(1 - \frac{h}{\rho}\right) \quad (2.22)$$

Модель руху вільного циліндра по (2.22) означає відсутність обертального руху циліндра після центрального удару при  $h = \rho$ , що фізично вірно.

Визначимо ударний імпульс  $SD$ , отриманий вільним катком при його ударі об уступ, для чого складемо рівняння, що виражають теорему про зміну кількості руху для моментів часу до і після удару в проекціях на осі  $OX$  і  $OY$ :

$$\begin{aligned} mU_{Ax} - mV_{Ax} &= -S_{Dx}; \\ mU_{Ay} - mV_{Ay} &= S_{Dy}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Використовуючи модель вільного руху катка на рисунку 2.3, отримаємо:

$$\begin{aligned} mU_A \cos \beta - mV_A \rho &= S_{Dx}; \\ mU_A \sin \beta - 0 &= S_{Dy}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Підставивши в (2.24)  $U_A = \omega_2 \rho$  і  $V_A = \omega_1 \rho$ , знайдемо складові ударного імпульсу:

$$\begin{aligned} S_{Dx} &= m\rho(\omega_1 - \omega_2 \cos \beta); \\ S_{Dy} &= m\rho\omega_2 \sin \beta. \end{aligned}$$

Модуль ударного імпульсу з боку уступу на каток буде таким:

$$S_D = \sqrt{(S_{Dx})^2 + (S_{Dy})^2}. \quad (2.25)$$

Запишемо і перетворимо вираз (2.25), використовуючи

$$\cos \beta = \frac{\rho - h}{\rho} = 1 - \frac{h}{\rho} \quad \text{і} \quad \omega_2 = \omega_1 \left( \frac{\rho - h}{\rho} \right) \quad \text{чи} \quad \omega_2 = \omega_1 \cos \beta,$$

отримаємо вираз:

$$\begin{aligned}
& m^2 \rho^2 (\omega_1 - \omega_2 \cos \beta)^2 + m^2 \rho^2 \omega_2^2 \sin^2 \beta = m^2 \rho^2 (\omega_1 - \omega_1 \cos^2 \beta)^2 + \\
& + m^2 \rho^2 \omega_1^2 \cos^2 \beta \sin^2 \beta = m^2 \rho^2 [\omega_1 (1 - \cos^2 \beta)]^2 + m^2 \rho^2 \omega_1^2 \cos^2 \beta \sin^2 \beta = \\
& = m^2 \rho^2 (\omega_1 \sin^2 \beta)^2 + m^2 \rho^2 \omega_1^2 \cos^2 \beta \sin^2 \beta = m^2 \rho^2 \omega_1^2 \sin^2 \beta [\sin^2 \beta + \cos^2 \beta] = \\
& = m^2 \rho^2 \omega_1^2 \sin^2 \beta.
\end{aligned}$$

Модуль ударного імпульсу по (2.25) після вилучення кореня

$$S_D = m \rho \omega_1 \sin \beta, \quad (2.26)$$

що по суті є проекцією початкової кількості руху на загальну нормаль до поверхонь ударного взаємодії, в нашому випадку на лінію, що зв'язує точку удару з геометричним центром катка, що фізично означає припинення руху в напрямку загальної нормалі до поверхонь взаємодії.

Визначимо втрату кінетичної енергії катка при його ударі об уступ в момент переходу плоского руху катка в обертальний.

$$\Delta T = T_1 - T_2,$$

де  $T_1$  - кінетична енергія катка в плоскому русі до удару;  $T_2$  - кінетична енергія катка в обертальному русі катка після удару.

$$\begin{aligned}
T_1 &= \frac{mV_A^2}{2} + \frac{J_A \omega_1^2}{2} = \frac{m}{2} \omega_1^2 \rho^2 + \frac{m\rho^2}{4} \omega_1^2 = \frac{3}{4} m \rho^2 \omega_1^2 \\
T_2 &= \frac{J_D \omega_2^2}{2} = \frac{m\rho^2 \omega_2^2}{2} = \frac{m}{2} \rho^2 \omega_2^2.
\end{aligned}$$

Оскільки

$$\omega_2 = \omega_1 \left(1 - \frac{h}{\rho}\right), \quad \text{то} \quad T_2 = \frac{m}{2} \rho^2 \omega_1^2 \left(1 - \frac{h}{\rho}\right)^2$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{3}{4} m \rho^2 \omega_1^2 - \frac{m}{2} \rho^2 \omega_1^2 \left(1 - \frac{h}{\rho}\right)^2 = m \rho^2 \omega_1^2 \left[ \frac{3}{4} - \frac{2}{4} \left(1 - \frac{h}{\rho}\right)^2 \right] = \frac{1}{2} m \rho^2 \omega_1^2 \left[ \frac{3}{2} - \left(1 - \frac{h}{\rho}\right)^2 \right] = \quad (2.27)$$

$$= \frac{m}{2} \rho^2 \omega_1^2 \left[ \frac{1}{2} + 1 - \left( 1 - \frac{h}{\rho} \right)^2 \right] = \frac{m}{2} \rho^2 \omega_1^2 \left[ \frac{1}{2} + \sin^2 \beta \right] = \frac{m}{4} \rho^2 \omega_1^2 + \frac{m}{2} \rho^2 \omega_1^2 \sin^2 \beta.$$

З виразу (2.27) випливає, що при ударі вільного катка про упор повністю втрачається енергія обертання катка щодо власної геометричної осі, а також енергія поступального руху в напрямку загальної нормалі до поверхонь взаємодії.

Реально, в складі підвіски гусеничної машини, опорні катки не вільні, тому при подоланні машиною одиничної перешкоди зміна кінематичних і енергетичних характеристик руху катка буде іншим, а саме, вісь балансира, пов'язана з торсіоном і, отже, корпусом машини, при ударі збереже горизонтальну швидкість осі ковзанки, рівну швидкості руху машини, і каток з балансиром набуває додатково швидкість відносного обертального руху (щодо корпусу) з центром в т. О, тим самим ударний імпульс взаємодії катка з перешкодою буде скомпенсований катку зв'язком з боку балансира, і ця геометрична зв'язок визначить кінематичні і динамічні характеристики ударного взаємодії катка з упором.

На рисунку 2.5 показана схема взаємодії катка з упором в точці D. Каток представлений в складі механізму підвіски. Геометрична вісь A катка за допомогою балансира з радіусом R має зв'язок з корпусом машини в точці O. Розвинений балансир в точці B має аналогічну шарнірну зв'язок з корпусом гідравлічного амортизатора, який разом зі штоком утворює змінну по довжині  $l_{\Sigma}$  геометричну одноподвійний зв'язок штока з точкою C на корпусі машини. На рисунку 2.5 відзначена S - S - траєкторія руху геометричної осі ковзанки по горизонтальній лінії до моменту взаємодії катка з упором. У момент удару вісь A переходить на кругову траєкторію з центром в точці D і потім, після виходу точки A на вертикаль AD, траєкторія руху точки A знову перетвориться в горизонтальну лінію.

У момент удару траєкторія точки A має розрив другого роду, оскільки положення дотичної до траєкторії в цій точці не визначене, отже, друга похідна (прискорення) матиме нескінченний розрив і інерційний удар буде жорстким. У момент переходу з круговій траєкторії на горизонталь положення дотичної цілком

визначено, інерційний силовий удар хоч і матиме місце, але буде м'яким, тобто мати кінцеву величину

$$P_{\text{ин}} = m_{\text{нр}} a^n = m_{\text{нр}} \frac{V^2}{\rho},$$

де  $V_A$  - швидкість машини;  $m_{\text{нр}}$  - приведена маса катка.

Час жорсткого зіткнення цілком можна оцінити часом формування контактної деформації еластомерів опорного катка і бігової доріжки гусениці.

Перерахувавши швидкість руху машини, а саме:

$$70 \text{ км/год} = 19,4 \text{ м/с}; 50 \text{ км/год} = 13,8 \text{ м/с}; 30 \text{ км/год} = 8,33 \text{ м/с}; 10 \text{ км/год} = 2,77 \text{ м/с}.$$

і прийнявши величину контактної деформації  $\Delta = 5 \text{ мм}$ , визначимо час ударного взаємодії  $t = \frac{\Delta}{V}$  :

$$70 \text{ км/год} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ с}; 30 \text{ км/год} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ с}; 50 \text{ км/год} = 3,62 \cdot 10^{-4} \text{ с}; 10 \text{ км/год} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

Ґрунтуючись на картині лінійних швидкостей (рисунок 2.3) форма зламу траєкторії в момент удару залежить від висоти  $h$  уступу і відомого співвідношення:

$$\cos \beta = \frac{\rho - h}{\rho} = 1 - \frac{h}{\rho}.$$

Швидкість абсолютного руху точки геометричного центру ковзанки є геометричній сумою швидкостей переносного і відносного рухів:

$$\bar{V}_A = \bar{V}_{\text{Анер}} + \bar{V}_{\text{Аотн}},$$

де  $V_{\text{Анер}}$  - швидкість руху корпусу машини, яка залишається практично незмінною при локальних ударах ковзанок про поодинокі перешкоди.

Дотримуючись картині швидкостей (рисунок 3.2) величина  $V_{Аотн}$  порівнянна з величиною  $V_{Апер}$  і цілком точно визначна від  $V_{Апер}$  і висоти  $h$ , виходячи з положень теореми рівності проекцій швидкостей двох точок твердого тіла на відрізок їх з'єднає, тобто проекції  $U_A$  і  $V_{Апер}$  на відрізок ОА (балансир) рівні.

У першому наближенні можна прийняти  $V_{Аотн} \approx V_{Апер}$ . Приймавши масу катка  $m_k=50$  кг і, віднісши до точки А половину маси балансира 35 кг, додавши масу амортизатора 22 кг, отримаємо масу системи (каток-балансир-амортизатор), приведену до т. А:

$$m_{Апр} = 50 \text{ кг} + 35 \text{ кг} + 22 \text{ кг} \approx 100 \text{ кг}.$$

Використовуючи закон збереження імпульсу в загальноприйнятій формі:

$m_{Апр} \Delta V = P \cdot \Delta t$ , визначимо силу удару  $P$ :

$$P = \frac{m_{Апр} \Delta V}{\Delta t}, \quad (2.28)$$

залежну від швидкості руху машини:

$$70 \text{ км/год} - 776 \cdot 10^4 \text{ Н}; 50 \text{ км/год} - 381 \cdot 10^4 \text{ Н}; 30 \text{ км/год} - 138 \cdot 10^4 \text{ Н}; 10 \text{ км/год} - 153 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Значення модуля сили удару виявилися значними, при цьому навіть кратне збільшення розрахункової контактної деформації  $\Delta$  призводить до кратному зменшенню сили удару, так, прийнявши  $\Delta=10$  мм, значення сили зменшаються вдвічі на кожній швидкості руху машини.

Зберігши масив значень сили удару, визначеної за  $\Delta=5$  мм і значення  $m_{Апр}=100$  кг, визначимо значення тангенціальних  $a^{\tau}$  прискорень т. А при різних швидкостях руху машини:

$$70 \text{ км/год} - 77600 \text{ м/с}^2; 50 \text{ км/год} - 38100 \text{ м/с}^2; 30 \text{ км/год} - 13800 \text{ м/с}^2; 10 \text{ км/год} - 1530 \text{ м/с}^2.$$

Величину реакції штока і втулки визначимо розподілом моменту інерційних сил  $M_{\text{ин}} = -J_{\text{ам}} \cdot \varepsilon$  на плече, рівну відстані між позиціями втулки і гідропоршня амортизатора, тобто

$$R = \frac{J_{\text{ав}} \cdot \varepsilon}{S}, \quad (2.29)$$

де  $J_{\text{ам}}$  - момент інерції амортизатора,  $J_{\text{ам}}=4,4$  кг·м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  - кутове прискорення амортизатора, в першому наближенні

$$P = \frac{a^r A}{l_{\Sigma}},$$

де  $l_{\Sigma}$  - змінна довжина амортизатора зі штоком,  $l_{\Sigma\text{max}}=0,7$  м;  $S$  - відстань між позиціями поршня і втулки амортизатора.

Прийнявши змінне мінімальне значення  $S_{\text{min}} = 0,14$  м, тоді при ударах катка про одиничне перешкоду на різних швидкостях руху отримаємо:

$$70 \text{ км/год} \quad R_{\text{max}}=3484081,6 \text{ Н};$$

$$50 \text{ км/год} \quad R_{\text{max}}=1710612,2 \text{ Н};$$

$$30 \text{ км/год} \quad R_{\text{max}}=619591 \text{ Н};$$

$$10 \text{ км/год} \quad R_{\text{max}}=68693,8 \text{ Н}.$$

Очевидно, що використання розрахункових величин реакцій до розрахунку миттєвої потужності тертя

$$N_{\text{тр}} = R_{\text{max}} \cdot f \cdot V_{\text{отн.}}$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя штока і втулки,  $V_{\text{отн}}$  - змінна швидкість відносного руху штока по втулці, підтверджує проблемність цього з'єднання і пояснює обмеженість ресурсу втулки по зносу з подальшим втягуванням в утворюється зазор елементів ущільнювальної гуми і, як наслідок, доресурсну розгерметизацію амортизатора.

Ударна взаємодія з миттєвим переходом миттєвого центру швидкостей руху опорного катка також матиме місце, коли одиничне перешкода створить кутову складку з траків, як показано на рисунку 2.6 при цьому всі вищенаведені розрахунки динамічної взаємодії катка з одиничним перешкодою зберігається.

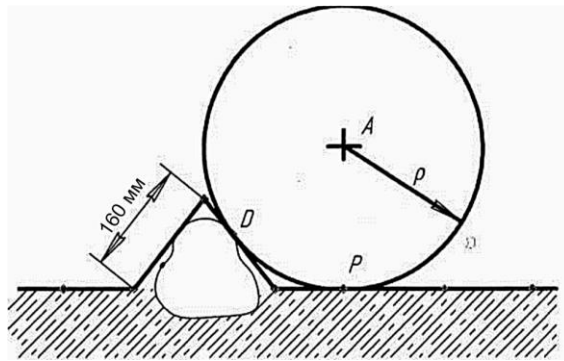


Рисунок 2.6 - Ударне проходження одиничного перешкоди, утвореного складкою гусениці

Слід припустити, що реальні значення сили удару і реакції втулки зі штоком будуть менше розрахункових через конструкційного демпфірування гусениці, що зв'язує руху опорних ковзанок, проте, моделювання ударного проходження одиничного перешкоди має практичне застосування при конструюванні всіх елементів підвіски БЦГМ. Зокрема заслуговують на увагу технічні рішення амортизатора розвантажує втулку від інерційного навантаження пристроєм, а також рішення про введення конструкційного демпфірування втулки еластомером до зовнішньому обводу, останнім здатне збільшити на порядок час ударного взаємодії і, отже, на порядок знизити динамічну реакцію штока з втулкою, причому цю пропозицію зажадає мінімальної конструкторської модернізації амортизатора.

## 2.3. Експериментальне визначення граничних по пробою підвіски швидкостей руху БЦГМ в умовах природних трас

Як зазначено в підрозділі 2.2, граничною швидкістю руху багатоцільовий гусеничної машини (БЦГМ) за критерієм її працездатності, слід вважати швидкість руху, при якій виникає повний вибір динамічного ходу опорних катків, а також швидкість руху, при якій частота кінематичного збудження з боку дорожнього полотна стає близькою або дорівнює власній частоті підресореною маси машини. в обох випадках виникає пробій підвіски, який супроводжується ударом балансирів про упори, встановлені на корпусі машини.

Однак теоретичне моделювання процесу руху технічно складного об'єкта, все-таки не враховує цілий ряд реальних факторів, які додатково визначають пружні і дисипативні характеристики гусеничного рушія і, як наслідок, здатність гусеничного рушія до енергопоглинання, наприклад, властивості ґрунту, натяг гусеничних стрічок, статичну осадку корпусу на торсіонах і амортизаторах, в'язке і кулонове тертя в механізмі підвіски і ін., тому етап експериментального визначення параметрів руху такого складного об'єкта, яким є БЦГМ, видається обґрунтованим.

Основною метою експерименту є визначення меж достовірності результатів, отриманих на моделях, а також уточнення вектора впливу реальних факторів на характеристики граничних режимів руху БЦГМ.

### 2.3.1. Засоби і методика експериментального визначення граничних режимів руху машини за критерієм пробою підвіски

Для реєстрації факту пробою підвіски і швидкості руху використовується апаратний комплекс, що складається з двох функціональних модулів, узагальнена

схема якого приведена на рисунку 2.7. Модуль I складається з датчиків, з'єднувальних кабелів, і переносного блоку живлення. У модуль II входить показчик спідометра, сигнальні світлодіоди і електрична схема.

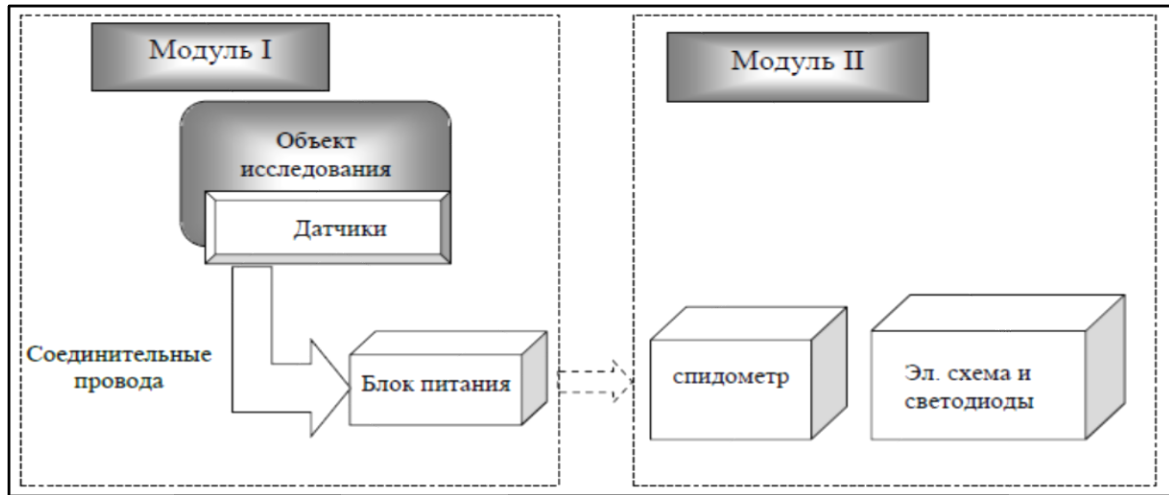


Рисунок 2.7 – Схема апаратного комплексу

Датчики для вимірювання ударних прискорень розташовуються безпосередньо на об'єкті дослідження. Блок живлення використовується як єдине джерело електроживлення для датчиків і електронних схем модуля II. З'єднання реєструє апаратури з датчиками, проведено екранованими кабелями.

Датчики виконують перетворення вимірюваного параметра в пропорційний йому електричний сигнал і є першою ланкою, що виробляють інформацію про стан об'єкта дослідження. Тому до них пред'являються особливі вимоги по точності виконаного перетворення, стабільності при впливі перешкод, зміні умов експлуатації. Датчики при установці на елементи підвіски гусеничної машини працюють в більш важких умовах, ніж інші компоненти вимірювального комплексу, так як вони розташовуються зовнішнім чином на самому об'єкті в безпосередній близькості до вузлів підвіски і можуть піддаватися впливу агресивного середовища, вібрації, високих або низьких температур, вологості. Виходячи з цього, найважливішими характеристиками при виборі датчиків є: точність; чутливість; діапазон сприйманих прискорень; надійність і довговічність; стабільність параметрів і характеристик в часі і при зміні умов експлуатації; вид

статичної характеристики (реверсивна, нереверсивна, лінійна, нелінійна); зворотний вплив датчика на об'єкт дослідження; швидкодія; ККД; стійкість до хімічних, механічних впливів; малі габарити і маса; зручність монтажу та обслуговування; датчик повинен видавати вихідні, уніфіковані стандартні сигнали відповідно до вимог державної системи приладів.

Найбільшою мірою позначеним вимогам задовольняє інтегральний датчик прискорень (акселерометр) типу ADXL 190, який має герметичний міцний корпус, що допускає безпосереднє кріплення поблизу динамічної зони.

Характеристика використовуваних інтегральних датчиків прискорення (акселерометрів) представлена в таблиці 2.3.

Один датчик встановлюється на корпус базової машини за допомогою гвинтів на обмежувач ходу балансира першого вузла підвіски, а другий – на корпусі машини за допомогою гвинтів на обмежувач ходу балансира другого вузла підвіски ходової частини гусеничної машини.

Після установки датчиків з'єднувальні дроти від них виводилися і приєднувалися до модуля П, який разом з блоком живлення знаходився на місці роботи оператора в бойовому відділенні машини.

### **3. МОДЕЛЬ ПОПЕРЕЧНОКУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ БАГАТОЦІЛЬОВИЙ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ**

#### **3.1. Динамічна модель поперечно кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної машини**

У розділі 2 цієї роботи показано, що рух базової гусеничної машини цілком визначено трьома узагальненими координатами, дві з яких - лінійна по вертикалі і кутова в курсовій площині є домінуючими, тому динамічні моделі руху підресореною маси по цих координатах найбільш поширені, а алгоритми вирішення математичних моделей в лінійній постановці відпрацьовані досить повно.

Значно менша увага приділяється вивченню поперечно-кутових коливань корпусу машини, що визначаються третьою узагальненою координатою - кутовим положенням підресореною маси щодо поздовжньої осі, що збігається з напрямком швидкості лінійного курсового руху машини.

Таке ставлення до дослідження поперечно-кутових коливань корпусу пояснюється тією обставиною, що профілі танкодромів та інших регулярних трас, як правило, по лівій і правій колії однакові. Крім того, поперечно-кутові коливання впливають на екіпаж і систему стабілізації озброєння бойового варіанту машини. Дослідження цього виду коливань актуально для машин, сконструйованих на базі шасі бойового варіанту машини і як зазначалося раніше в розділі 1 такі машини як правило мають подвійне призначення т. Е. Використовуються як для потреб МО, так і широко застосовуються в народному господарстві коли необхідно забезпечити поєднання високої мобільності машини, з можливістю її пересування по природним трасах, по пересіченій місцевості загального вигляду, в заплавах зонах річок під кутом до напрямку природної хвильової поверхні, а також в умовах важко доступною, важкопрохідною місцевості і при цьому необхідно забезпечити можливість транспортування різних вантажів або працездатність різного навісного устаткування.

Знання закономірностей зміни параметрів поперечно-кутового руху підресореною маси машини в функції геометричних характеристик дорожньої поверхні і швидкості руху машини необхідно як для розрахунку граничних безпечних швидкостей руху машини за критеріями працездатності техніки і екіпажу, так і для визначення навантажень на вузли кріплення габаритних вантажів або навісного обладнання, встановлених на підресореним корпус машини.

Оскільки щодо поздовжньої осі симетрії підвіска симетрична, то по координаті  $\Psi$  корпус буде являти собою незалежну лінійну динамічну систему, тобто поперечно-кутові коливання не пов'язані ні з вертикальними лінійними, ні з поздовжньо кутовими, іншими словами, якщо профілі дороги під правим і лівим бортом будуть однакові, то поперечно-кутові коливання порушуватися не будуть, тому що обурює силова функція, що входить в праву частину рівняння Лагранжа, при цьому буде дорівнює нулю:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\Psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Psi} = Q_{\Psi}, \quad (3.1)$$

де  $T$  - кінетична енергія підресореною частини машини в поперечно-кутовому русі;  $\Psi$  - кутова узагальнена координата, що визначає положення корпусу машини щодо поздовжньої осі  $x$ ;  $Q_{\Psi}$  - силовий момент, створюваний від сторін колії дорожнього полотна і переданий на корпус машини через бортові елементи підвіски.

Положення системи і картина сил, що діють на опорні елементи підвіски, представлені на рисунку 3.1.

Складемо диференціальне рівняння поперечно-кутових коливань машини, поклавши в його основу умова рівноваги моментів щодо поздовжньої осі  $x$  (рисунок 3.1).

$$J_x \ddot{\Psi} - M_y - M_A = 0, \quad (3.2)$$

де  $J_x$  - момент інерції підресореною маси машини щодо осі  $x$ ;  $M_y$  - момент пружних сил, що передаються на корпус машини від тріснув;  $M_A$  - момент сил, що передаються на корпус машини від амортизаторів.

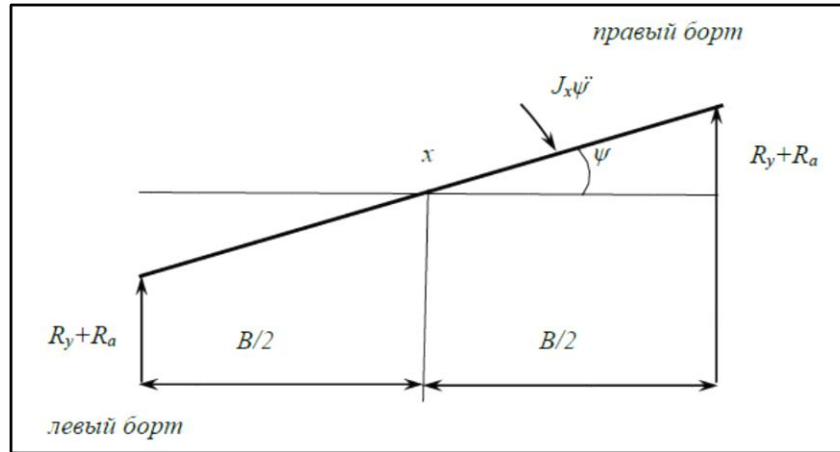


Рисунок 3.1 - До моделювання поперечно-кутових коливань

Момент  $M_y$  від пружних сил залежить від реакцій  $R$  опорних ковзанок, які при русі по нерівностях природних трас по лівому і правому бортах будуть різними, момент визначиться як:

$$M_y = \frac{B}{2} \sum_{i=1}^6 (R_{yn} - R_{yl}), \quad (3.3)$$

де  $R_{yn}$  - реакції опорних ковзанок правого борту;  $R_{yl}$  - реакції опорних ковзанок лівого борту;  $B$  - ширина колії.

Момент  $M_A$  від сил, що передаються на корпус від амортизаторів, можна визначити за аналогією з (3.3).

$$M_A = \frac{B}{2} \sum_{i=1}^3 (R_{an} - R_{al}), \quad (3.4)$$

де  $R_{an}$  і  $R_{al}$  - реакції амортизаторів правого і лівого бортів відповідно на підресорену масу корпусу машини.

Значення  $R_{yn}$ ,  $R_{yn}$ ,  $R_{an}$ ,  $R_{al}$  є змінними, залежними від відносних переміщень і швидкостей переміщень конкретних опорних ковзанок щодо підресореною маси і, природно, що кінематичні характеристики цих переміщень визначаються профілем дорожнього полотна і швидкістю руху машини. При цьому для визначення пружних сил вертикальні переміщення ковзанок слід додатково перевести в кутові деформації тріснув, а обчислення реакцій амортизаторів зажадає обліку передавальної функції швидкості від балансира катка до штоку амортизатора, тим самим динамічна модель, складена за типом [13,15] при її наповненні виявиться істотно нелінійною.

Навіть в умовах регулярного профілю дорожнього полотна визначення сумарних реакцій пружних сил і амортизаторів являє собою складну задачу, при цьому будь-яка математична форма опису кінематичного збудження підвіски машини все одно виявиться приблизною через неминучих припущень, що використовуються при цьому.

У першому наближенні, без ускладнення обчислювальних процедур і зберігаючи фізичний зміст і лінійність моделі [13], можна вирішити спочатку зворотну задачу динаміки поперечно-кутового руху, а саме, вважаючи відомим зміна  $\Psi = \Psi(t)$ , визначити сумарний силовий момент, еквівалентний кінематичному порушення, а потім з використанням  $M_y + M_A$ , уточнивши модель по [13], можна перейти до визначення  $\Psi = \Psi(t)$  з урахуванням пружних і дисипативних властивостей підвіски.

Нехай під одним з бортів дорожнє полотно має регулярний вид і представляється гармонійною функцією виду:

$$Z = Z_0 \sin p t, \quad (3.5)$$

де  $Z_0$  - амплітудне значення вертикальних відхилень профілю від базової горизонталі;  $p$  - кутова частота геометричних повторень профілю;  $t$  - час.

Під другим бортом для отримання ідеального поперечно-кутового руху, що виключає вертикальне переміщення центру мас машини, рівняння профілю повинно враховувати його фазовий зсув на  $\pi$ :

$$Z = Z_0 \sin (\pi + p t), \quad (3.6)$$

Рух по коліях профілю (3.5) і (3.6) приводить до кутового руху

$$\psi = \psi_0 \sin p t, \quad (3.7)$$

де  $\psi_0 = 2Z_0/B$  (рисунок 3.2).

Порядок величини  $\psi_0$  визначимо, використовуючи статистику характеристик полігонних трас [21], обравши межі діапазону зміни  $Z_0 = (0,1 \div 0,2)$  м при довжині хвилі  $\lambda = (1,5 \div 2,5)$  L бази L машини, що становить  $\lambda = (6 \div 12)$  м, отримаємо  $\psi_0 = (0,07 \div 0,14)$  рад або  $\psi_0 = (4^\circ \div 8^\circ)$ .

Продіференцуємо (3.7) за часом двічі:

$$\dot{\psi} = p \psi_0 \cos p t$$

та

$$\ddot{\psi} = -p^2 \psi_0 \sin p t. \quad (3.8)$$

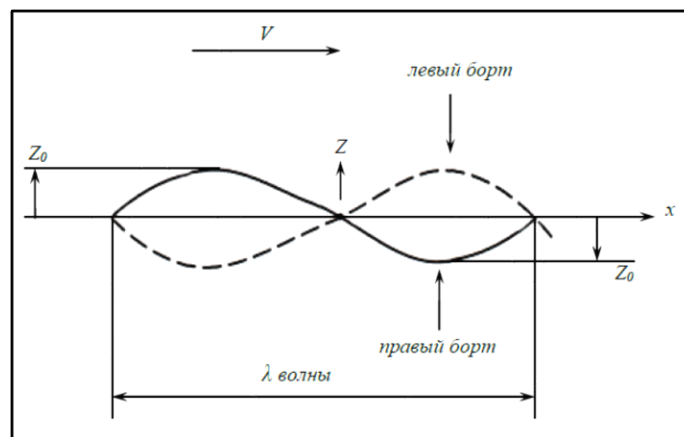


Рисунок 3.2 – До моделювання кінематичного збудження

Кругова частота кінематичного збудження буде залежати від лінійної швидкості руху машини і довжини хвиль нерівностей. Перекладаючи швидкість (км/год) в розмірність м/с, визначимо шлях, прохідний машиною в 1 сек. і, якщо довжина хвилі дорівнюватиме цим шляхом, то частота збудження складе 1 Гц.

V=70 км/год	$\lambda=19,4$ м
V=60 км/год	$\lambda=16,6$ м
V=50 км/год	$\lambda=13,8$ м
V=40 км/год	$\lambda=11,1$ м
V=30 км/год	$\lambda=8,33$ м
V=20 км/год	$\lambda=5,55$ м

Використовуючи наведені вище кількісні значення номінального значення, легко провести розрахунки частот збудження на різних швидкостях руху шляхом ділення номінальної довжини хвилі, відповідної певної швидкості, на фактичну довжину.

Наприклад, якщо на швидкості  $V=40$  км/год фактична довжина хвилі профілю траси складе  $\lambda_{\phi}=8,33$ , то  $f=\lambda/\lambda_{\phi}=11,1/8,33=1,33$  Гц, а кругова частота  $p$  визначиться як  $p=2\pi f$ .

Відзначимо, що зона несприятливих частот  $p$  зовнішнього кінематичного збудження буде розташовуватися поблизу власної частоти  $k$  вільних поперечно-кутових коливань, яка визначається з:

$$k = \sqrt{\frac{C_{ygl}}{J_x}}, \quad (3.9)$$

де  $C_{ygl}$  - кутова жорсткість підвіски; радий Нм/рад;  $J_x$  - момент інерції підресореною маси щодо поздовжньої осі машини.

Прийmemo для визначеностi лiнiйну вертикальну жорсткiсть всiєї пiдвiски  $C_s = 2500 \frac{H}{\text{мм}}$ , отже, лiнiйна жорсткiсть одного борта  $C_\delta$ : при паралельнiй схемi розташування опорних ковзанок складе

$$C_\delta = C_s / 2 = 1250 \frac{H}{\text{мм}}$$

Для довiдки слiд зазначити, що в рядi джерел лiнiйна жорсткiсть одного опорного катка нової машини оцiнюється значенням  $C = 27,6 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$ , отже, при паралельнiй роботi всiх дванадцяти ковзанок

$$C^* = 27,6 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}} \cdot 12 = 331 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}} = 3310 \frac{H}{\text{мм}}, \text{ а}$$

лiнiйна жорсткiсть одного борту  $1655 \frac{H}{\text{мм}}$ .

Силовий момент, що викликає поперечно-кутовий рух, може бути визначений з схеми пружних сил, що дiють на корпус в поперечнiй площинi (рисунок 3.3). Позначимо  $P_0$  - пружну реакцiю пiдвiски вiд ваги пiдресореною маси,  $\delta$  - поточне значення симетричною лiнiйнiй деформацiї бортiв пiдвiски.

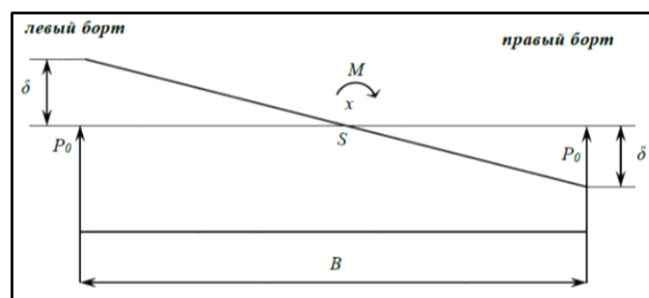


Рисунок 3.3 – Схема сил в поперечнiй площинi

При збереженнi положення центру мас машини, силоий статичний момент  $M$  буде таким:

$$M = C_\delta \delta B$$

або

$$M = (P_0 + C_0 \delta) \frac{B}{2} - (P_0 - C_0 \delta) \frac{B}{2}. \quad (3.10)$$

Кутову жорсткість підвіски  $C_{\text{юзл}}$  визначимо з виразу:

$$C_{\text{юзл}} = \frac{M}{\psi} \quad (3.11)$$

Прийнявши ширину колії  $B = 2,8 \text{ м}$ ,  $\delta = 0,2 \text{ м}$ ,  $\psi = 0,14 \text{ рад}$  отримаємо:

$$C_{\text{юзл}} = \frac{1250 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \cdot 200 \text{ мм} \cdot 2800 \text{ мм}}{0,14 \text{ рад}} = 5000000 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}$$

Для визначення  $J_x$  в першому наближенні можна уявити, що підресорена маса  $m$  машини  $m = 38000 \text{ кг}$  рівномірно розподілена в об'ємі прямокутного паралелепіпеда з розмірами  $l, a, h$  як показано на рисунк 3.4.

Обсяг паралелепіпеда при  $l = 4 \text{ м}$ ,  $a = 2,5 \text{ м}$ ,  $h = 1 \text{ м}$  складе  $10 \text{ м}^3$  і питома маса

$$q = \frac{38000 \text{ кг}}{10 \text{ м}^3} = 3800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

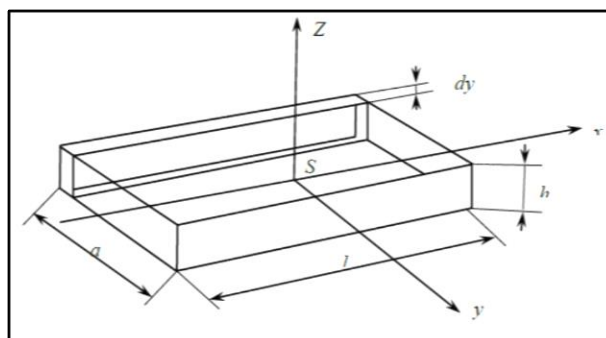


Рисунок 3.4 – До визначення моменту інерції  $J_x$

Виділимо елементарний об'єм з масою, як показано на рисунку 3.4, та визначимо елементарний момент інерції виділеної маси:

$$d J_x = d m y^2 = q l h y^2 d y,$$

звідки

$$J_{\frac{y}{2}} = q l h \int_0^{\frac{y}{2}} y^2 d y = q l h \frac{y^3}{3} \Big|_0^{\frac{y}{2}} = q l h \frac{a^3}{24},$$

та

$$J_x = q l h \frac{a^3}{12}. \quad (3.12)$$

З урахуванням прийнятих значень отримаємо  $J_x = 19760 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , а частота власних коливань за формулою (3.12)

$$k = \sqrt{\frac{5000000 \text{ Нм/рад}}{19760 \text{ кг}\cdot\text{м}^2}} = 15,9 \frac{1}{\text{с}} \approx 2,53 \text{ Гц}.$$

Якщо закласти в розрахунок кутовий жорсткості значення лінійної жорсткості борта нової машини, отримаємо  $C_{\text{мт}} = 6620000 \frac{\text{Н}}{\text{рад}}$ , а частота власних коливань буде вище і дорівнює  $k=18,3 \text{ с}^{-1}$  або  $k=2,9 \text{ Гц}$ .

Отримані значення при порівнянні з числовим масивом, що містить зв'язок швидкостей лінійного руху машини з довжинами хвиль дорожнього полотна, при визначенні частот кінематичного збудження свідчить про те, що зони експлуатаційних частот кінематичного збудження машини і власних частот поперечно-кутових коливань близькі і перекриваються і ця обставина попереджає про високу ймовірність виникнення резонансного кутового руху. Якщо машина

оснащена додатковим обладнанням або будь-рознесеною від центру мас масою, то це призведе до збільшення її інерційної характеристики  $i$ , як наслідок, до зменшення власної частоти і резонанс можливий навіть при малих швидкостях лінійного руху машини.

Еквівалентний кінематичному порушення силовий динамічний момент визначимо з диференціального рівняння:

$$J_x \ddot{\psi} = M,$$

використовуючи (3.11), отримаємо:

$$-J_x p^2 \psi_0 \sin p t = M. \quad (3.13)$$

Отже, з (3.13) силовий динамічний момент залежить від  $J$ , та його максимального значення:

$$M_{\max} = -J_x p^2 \psi_0. \quad (3.14)$$

Беручи для прикладу діапазон зміни  $p$  від  $10 \text{ с}^{-1}$  до  $20 \text{ с}^{-1}$ , а з статичної моделі отримаємо діапазон зміни:

$$M_{\max} = (140000 \div 1100000) \text{ Нм}.$$

Зберігаючи лінійність моделі, визначимо параметри поперечно-кутового руху підресореною маси при гармонійному характері зовнішнього моментного навантаження  $M = M_0 \sin p t$ , при цьому амплітудне значення моменту можна прийняти за межі діапазону його зміни  $M_{\max}$ .

Кінетична енергія поперечно-кутового руху визначається відомим виразом:

$$T = \frac{J_x \dot{\psi}^2}{2},$$

Отже компоненти рівняння Лагранжа будуть такими:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = J_x \dot{\psi}, \quad a \quad \frac{d}{dt}(J_x \dot{\psi}) = \frac{dJ_x}{d\psi} \frac{d\psi}{dt} \dot{\psi} + J_x \ddot{\psi}.$$

Оскільки  $J_x = const$  і від узагальненої координати  $\psi$  не залежить, то рівняння Лагранжа перетвориться до виду:

$$J_x \ddot{\psi} = M_0 \sin p t. \quad (3.15)$$

З урахуванням власного руху з круговою частотою і наявності в системі демпфірування з коефіцієнтом демпфірування, пропорційному швидкості після поділу всіх компонентів рівняння на одержимо диференціальне рівняння поперечно-кутового руху в точній відповідності з теорією вимушених коливань:

$$\ddot{\psi} + 2n \dot{\psi} + k^2 \psi = \frac{M}{J_x} \sin p t, \quad (3.16)$$

де

$$2n = \frac{\delta}{J_x}; \quad k^2 = \frac{C_{\text{вжк}}}{J_x}.$$

Всі компоненти рівняння (3.16) визначені вище. Рівняння (3.16) являє собою диференціальне рівняння другого порядку з правою частиною і з постійними коефіцієнтами при похідних, отже, має місце його аналітичне рішення.

### 3.2. Аналіз моделі поперечно-кутових коливань корпусу багатоцільовий гусеничної машини

Використання для моделювання динамічної поведінки механічної системи функції стану системи по Лагранжу і, беручи до уваги, що інерційна характеристика системи є постійною і не залежить від узагальненої координати поперечного кутового руху, а функція зовнішнього збудження системи є періодичною, рівняння Лагранжа II роду для однокоординатного руху має вид:

$$\ddot{\psi} + 2n \dot{\psi} + k^2 \psi = \frac{M}{J_x} \sin pt, \quad (3.17)$$

де:  $2n$  в свою чергу - дисипативна характеристика амортизаторів що дорівнює відношенню сумарного зусилля на штоках амортизаторів до відносної швидкості штоків щодо корпусів, а  $J_x$  - момент інерції підресореною маси в поперечно-кутовому русі,  $k^2$  - квадрат власної частоти підресореною маси в свою чергу амплітудне значення силової функції (моменту), еквівалентної періодичному з періодом кінематичному порушення з боку дорожнього полотна.

Характеристичне рівняння, складене по (3.17), буде таким:

$$r^2 + 2nr + k^2 = 0,$$

а його рішення  $r = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2}$  означає, що при  $n > k$  обидва кореня виявляться реальними і негативними. Дотримуючись алгебраїчним критерієм Рауса-Гурвіца, коливальна система ( $n > k$ ) відноситься до систем зі значним демпфуванням, її рух буде коливальним, стійким зі значним загасанням.

Реально, при малому завжди має, і рух підресореною маси буде близько до аперіодичного біля положення статичної рівноваги (статичної опади) машини на пружних зв'язках, останнім обумовлено наявністю вільного члена в лівій частині диференціального рівняння (3.17).

Рішення рівняння (3.17) буде таким:

$$\psi = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t) + \frac{M}{J_x \sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}} \sin(pt - \delta), \quad (3.18)$$

де:  $\delta$  - кут, що характеризує відставання фази переміщення від фази зовнішнього силового моменту.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2np}{k^2 - p^2}. \quad (3.19)$$

Якщо власна частота  $k$  буде більше частоти збудження  $p$ , то кут  $\delta$  буде позитивним і меншим  $\pi/2$  ( $0 < \delta < \pi/2$ ), а при  $k < p$  має місце  $\pi/2 < \delta < \pi$ . Граничний випадок  $k = p$  (резонанс)  $\operatorname{tg} \delta = \infty$ ;  $\delta = \pi/2$ .

Демпфуюча здатність системи оцінюється коефіцієнтом  $\gamma = \frac{2n}{k}$ . Якщо система не має демпфера, то  $\gamma = 0$ , при значеннях  $\gamma = 0,2$ ;  $\gamma = 0,4$  система характеризується як має значний демпфірування.

В системі зі значним демпфуванням вільні коливання швидко затухають або не розвиваються зовсім, і амплітуда вимушених коливань при гармонійному збудженні стає стаціонарною і рівною:

$$\psi_{\text{дин}} = \frac{M}{J_x \sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}. \quad (3.20)$$

Коефіцієнт динамічності системи  $K_{\text{дин}}$ , виражає відношення динамічної та статичної амплітуд:

$$K_{\text{дин}} = \frac{\psi_{\text{дин}}}{\psi_{\text{стат}}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{k^2}\right)^2 + \frac{4n^2 p^2}{k^4}}}, \quad (3.21)$$

Динамічна жорсткість системи підресорювання:

$$D = \frac{M}{\psi_{\text{дин}}}. \quad (3.22)$$

Для кількісної оцінки впливу розрахункових характеристик величин, що входять до складу динамічної моделі поперечно-кутового руху машини, необхідно обґрунтувати приймається в розрахунках коефіцієнт дисипації, визначається як:

$$2n = \frac{\epsilon_{\text{угл}}}{J_x}, \quad (3.23)$$

де  $\epsilon_{\text{угл}}$  - коефіцієнт демпфірування кутового руху, який кут  $\psi$  можна виразити через лінійну дисипативну характеристику амортизатора, умовно розташованого вертикально і створює силу реакції з плечем щодо центру мас на корпус машини, тобто:

$$\epsilon_{\text{угл}} = \frac{M}{\psi} = \frac{R_n B/2}{\frac{V_{\text{отн}}}{B/2}} = \epsilon \frac{B^2}{4}, \quad (3.24)$$

де  $B$  - ширина колії, конструкторський розмір.

За даними заводу-виготовлювача і при натурних силових випробуваннях реального амортизатора, що був в експлуатації, відзначений значний розкид значень дисипативної характеристики тут і в (3.24)  $V_{\text{отн}}$  - швидкість відносного руху штока лінійного гідравлічного амортизатора по відношенню до його корпусу. Так, при швидкості сила опору прямого ходу мала значення у нового амортизатора до

10000 і при подальшому збільшенні реакція зростала лінійно, тобто максимальне

значення при моделюванні можна прийняти  $\sigma = 10^5 \frac{Hc}{M}$ .

У деяких, що були в експлуатації амортизаторів, силова реакція була на порядок менше, тобто мінімальне розрахункове значення може бути  $\sigma_{\min} = 10^4 \frac{Hc}{M}$ .

Реально, в русі машини відносна швидкість руху штока амортизатора буде змінної, залежною від швидкості кінематичного збудження опорного катка, забезпеченого амортизатором і змінної передавальної функції кутової швидкості механізму перетворення руху від важеля балансира до осі штока амортизатора. Передавальна функція отримана у виді:

$$P^{\omega} = \frac{r}{l_{\Sigma}} \cos \gamma, \quad (3.25)$$

де: - постійний відомий кінематичний розмір балансира;  $r$  - змінна величина амортизатора; - змінний кут між осями балансира і амортизатора.

Передавальна функція буде цілком певною при використанні додатково двох рівнянь зв'язку параметрів механізму підвіски, перше з них (рисунок 3.5):

$$l_{\Sigma}^2 = l_1^2 + r^2 - 2l_1 r \cos \lambda, \quad (3.26)$$

де  $l_1$  - відомий розмір стійки (відстань від осі балансира до точки кріплення амортизатора на корпусі машини);  $\lambda$  - кут, що визначає положення важеля балансира друге рівняння зв'язку:

$$\frac{l_1}{\sin \gamma} = \frac{r}{\sin \beta} = \frac{l_{\Sigma}}{\sin \lambda}, \quad \text{причому } \lambda + \beta + \gamma = 180^{\circ}. \quad (3.27)$$

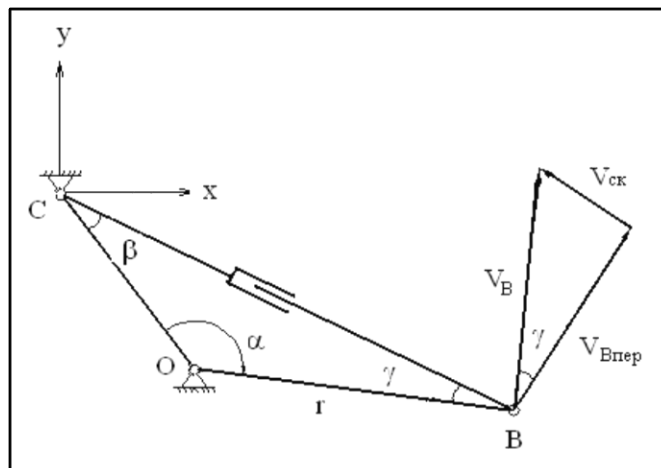


Рисунок 3.5 - Механізм підвіски і геометро-аналітичні співвідношення при розкладанні руху

Оскільки  $l_1 = const, r = const$ , а  $\lambda$  - виконує роль узагальненої координати механізму підвіски, тобто задаючи  $\lambda$ , можна обчислити  $l_2$ , потім кут  $\gamma$  і, як наслідок,  $\Pi^\omega$ .

В межах динамічного ходу ковзанки передавальна функція  $\Pi^\omega$  підвіски базового виробу має практично постійне значення  $\Pi^\omega = 1,66$ , тому вираз відносної швидкості  $V_{отн}$  буде достатньо простим:

$$V_{отн} = \frac{d}{dt} \left( \frac{r \cos \gamma}{\Pi^\omega} \right) = - \frac{r}{\Pi^\omega} \sin \gamma \frac{d\gamma}{dt}. \quad (3.28)$$

де  $l_1$  - розмір стійки,  $r$  - довжина опорного важеля,  $l_2$  - змінний розмір амортизатора (лаштунки),  $V_B, V_{Bпер}, V_{ск}$  - швидкості рухомої точки кріплення амортизатора: абсолютна, переносна, відносна відповідно.

Залишаючись в рамках лінійної моделі поперечно-кутового руху машини, дисипативну характеристику будемо вважати незалежною від параметрів цього руху і постійної в точній відповідності із залежністю (3.24), при цьому чисельне

значення виберемо з діапазону  $\varepsilon = (10^4 \div 10^5) \frac{Hc}{M}$ .

Однак, більш точний розрахунок значення по (3.24) повинен враховувати геометричне розташування осі гідравлічного амортизатора, оскільки в компонованні механізму підвіски ця вісь утворює з вертикаллю значний кут, що досягає при повній вибірці динамічного ходу ковзанки значення, і, отже, тільки частина силової поздовжньої реакції амортизатора йде на створення силового моменту на корпус машини, а саме:

$$M_a = R_a \cos \vartheta \frac{B}{2},$$

тоді

$$\sigma_{\text{жел}} = \sigma \cos \vartheta \frac{B^2}{4}. \quad (3.29)$$

Прийнявши середнє значення  $\vartheta_{\text{ср}} = 75^{\circ}$ ;  $B = 2,8\text{ м}$ , отримаємо:

$$\sigma_{\text{жел}}^{\text{min}} = 10^4 \cdot 0,26 \cdot 7,84 / 4 = 5096 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}, \quad (3.30)$$

$$\sigma_{\text{жел}}^{\text{max}} = 10^5 \cdot 0,26 \cdot 7,84 / 4 = 50960 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}. \quad (3.31)$$

Коефіцієнт дисипації амортизатора матиме значення в діапазоні:

$$n^{\text{min}} = \frac{\sigma_{\text{жел}}^{\text{min}}}{2Jx} = \frac{5096 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}}{2 \cdot 19760 \text{ кг} \cdot \text{м}^2} = 0,128 \frac{1}{\text{с}}. \quad (3.32)$$

$$n^{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{жел}}^{\text{max}}}{2Jx} = \frac{50960 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}}{2 \cdot 19760 \text{ кг} \cdot \text{м}^2} = 1,28 \frac{1}{\text{с}}. \quad (3.33)$$

З огляду на, що на кожному борту встановлені паралельно по три амортизатора, діапазон зміни в диференціальному рівнянні (3.17) поперечно-кутового руху корпусу машини буде  $n = (0,4 \div 4,0) \frac{1}{c}$ .

Досить повне уявлення про динамічні характеристики системи дає коефіцієнт динамічності, розрахований по варіаціям параметрів системи і зовнішнього силового обурення в діапазонах їх зміни.

На рисунке.3.6 наведені результати розрахунку по (3.21) системи, що має параметри:

$$k = 16 \frac{1}{c}; \quad n = 0 \frac{1}{c}; \quad n = 2 \frac{1}{c}; \quad n = 4 \frac{1}{c} \quad \text{и} \quad p = 0 \frac{1}{c}; \quad p = 8 \frac{1}{c}; \quad p = 16 \frac{1}{c}; \quad p = 24 \frac{1}{c}.$$

Як видно з рисунка 3.6, найбільшу амплітуду коливань підресореною маси викликають частоти кінематичного збудження, близькі до власної частоти системи і при відсутності дисипації  $p/k=1$  і  $n=0$  система входить в резонансний режим з необмеженим зростанням динамічної амплітуди.

З урахуванням дисипації, коливання обмежені у всьому діапазоні частот збудження і при  $n=4$ , тобто при  $\frac{2n}{k} = 0,5$  демпфірування є значним і динамічна амплітуда на резонансному режимі тільки в два рази більше статичної. Таке демпфірування цілком технічно реалізовується в підвісці досліджуваного об'єкта.

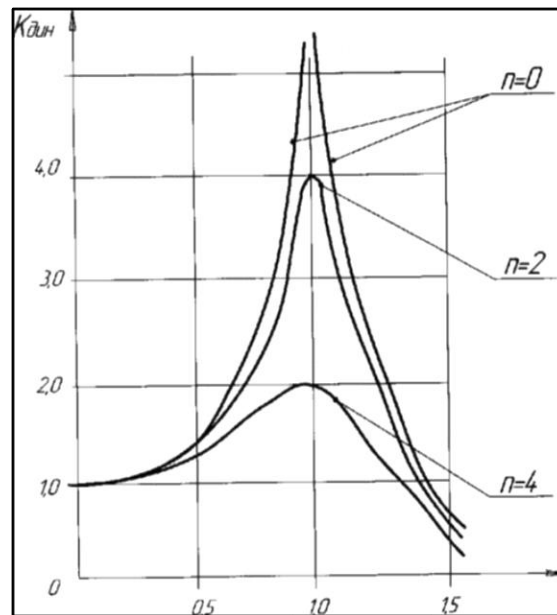


Рисунок 3.6 - Значення коефіцієнта динамічності досліджуваної системи в залежності від частоти збудження і дисипативних властивостей.

Підтвердженням вищевикладених теоретичних розрахунків може служити експеримент по визначенню граничних по пробою підвіски швидкостей руху БЦГМ в умовах природних трас, який був детально розглянутий в пункті 2.3 цієї роботи і результати експерименту в повній мірі підтверджують теоретичні розрахунки.

## 4 РОБОТА З ВІРТУАЛЬНОЮ РЕАЛЬНІСТЮ

### 4.1 Віртуальна реальність як тренажер

Сучасний темп розвитку військової техніки і її виробництва визначають вимоги до якості професійної підготовки офіцерського складу Української армії, яка характеризується умінням вирішувати професійні завдання на рівні максимальної динамічності і творчого підходу, як це нерідко вимагає згладженості у тактичних та оперативних умовах при веденні бойових дій. Тому широко стоїть питання навчання в умовах моделювання різних ситуацій знаходження екіпажу танку [4]. Багато професійних навичок вимагають їх відпрацювання, перед застосуванням на ділі. І для цього, як правило, використовуються тренажери. Однак створення тренажерів на основі тих чи інших реальних об'єктів (наприклад, танків або літаків) може обійтися в пристойну суму, а довіряти молодим фахівцям управління діючої апаратурою - захід досить ризиковий. Для того щоб дозволити таким фахівцям відпрацьовувати свої професійні навички, в сучасному світі активно застосовуються віртуальні тренажери.

Віртуальні інтерактивні тренажери [2] нічим не поступаються звичайним тренажерів, однак дозволяють відпрацювати ті чи інші професійні навички без різних ризиків і великих витрат. У них активно застосовуються різні сучасні мультимедійні технології, технології віртуального оточення і 3D графіка, що дозволяє з найбільшою ефективністю симулювати умови і закони реального життя у віртуальній реальності.

Актуальність підготовки екіпажу танку у тому що армія потребує висококваліфікований склад екіпажу танку а навчання у віртуальній реальності допоможе [5] підготувати його до виконання бойових завдань у різноманітних ситуаціях. Тому навчання екіпажу допоможе підготувати його перед використанням повноцінного танка і скоротить час для його освоєння, що послужить більш високою кваліфікацією, досвід який допоможе не розгубитися в

нештатних ситуаціях а навпаки зорієнтуватися що робити щоб вирішити проблему та скороченням різних витрат для армії.

#### 4.2 Розвиток та типи віртуальної реальності

В останні роки віртуальна реальність набула нового значення. Завдяки широкому використанню обчислювальні можливості комп'ютерів та пристроїв, що підтримують віртуальну реальність також стала важливим засобом в сфері освіти [2], маркетингу, медицини або промисловості. Варто визначити, що таке віртуальна реальність, яка має перевагу перед звичайними медіа, а також визначити швидкість її зростання.

В областях, пов'язаних з новими медіа, протягом декількох років згадувалися деякі нові типи реальності. Починаючи з самого простого, слід вказати доповнену реальність. Аналізуючи літературу, варто відзначити, що вже в 1994 році Мілграм [1] представив цікаву концепцію об'єднання реальної реальності з віртуальною реальністю. Ця концепція показана на рисунку 4.1.

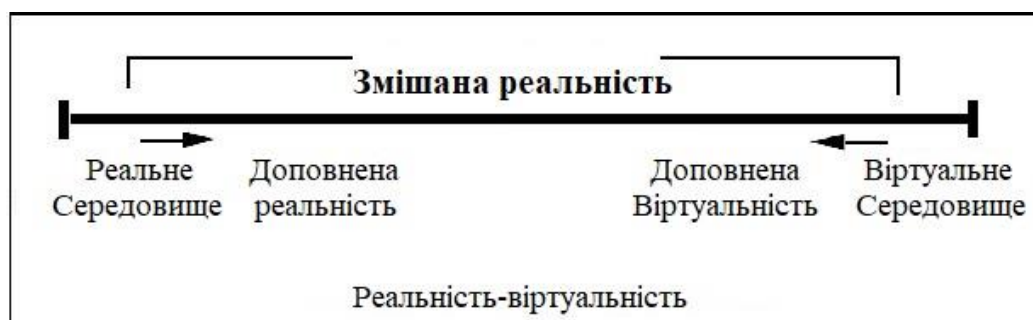


Рисунок 4.1 – Віртуальність Мілграма

Як видно зі схеми, розробленої Мілгремом, реальність - це якийсь континуум, що починається з навколишньої реальності, за допомогою доповненої реальності, доповненої віртуальності та змішаної реальності, ми можемо досягти віртуальної реальності. Це природне положення справ. Проте, варто зазначити, що для того,

щоб прийти до віртуальної реальності (в тому числі мати повне уявлення про неї), необхідно зіткнутися з проблемами доповненої реальності, а потім і доповненої віртуальності. Варто також відзначити [23], що ці поняття були дуже точно визначені в літературі в дев'яностих роках минулого століття. Тобто реальність розподіляється на два типу:

– доповнена реальність (AR) в ролі режисера реального часу, який безпосередньо дивиться на фізичну середу реального світу, яка була поліпшена або доповнена за рахунок додавання в неї інформації, що генерується віртуальним комп'ютером. AR є одночасно інтерактивним та присутнім у 3D, а також об'єднує реальні і віртуальні об'єкти;

– віртуальна реальність (VR) - створений технічними засобами світ, який передається людині через його відчуття: зір, слух, дотик та інші. Віртуальна реальність імітує як вплив, так і реакції на вплив. Для створення переконливого комплексу відчутті реальності комп'ютерний синтез властивостей і реакцій віртуальної реальності проводиться в реальному часі.

Об'єкти у віртуальної реальності зазвичай ведуть себе близько до поведінки аналогічних об'єктів матеріальної реальності. Користувач може впливати на ці об'єкти в злагоді з реальними законами фізики (гравітація, властивості води, зіткнення з предметами, відображення і т. П.). Однак, часто в розважальних цілях користувачам віртуальних світів дозволяється більше, ніж можливо в реальному житті (літати, створювати будь-які предмети).

Спочатку VR [1] (у 90-х роках) використовувався головним чином для представлення ідей, які до сих пір були тільки в умах дизайнерів, ця технологія дозволяла передавати складні рішення, прототипи яких було складно чекати, або їх було важко спостерігати на такому рівні, як це вдалося VR. В даний час він починає приймати форму розваг, навчальних матеріалів або інструментів в руках маркетологів. Важливо перевірити потенціал цього явища.

Віртуальна реальність є середовищем, яка ще не отримала широкого розповсюдження. Це пов'язано з тим, що все ще занадто дорого насправді це є міфом. Важливою причиною є тут також представлений невеликий обсяг контенту,

який можна переглядати за допомогою цього носія. Варто відзначити, що, незважаючи на низьку популярність цього носія, він використовується у:

– освіті - віртуальна реальність стає все більш і більш популярною в якості засобу для надання знань, підтримуваних досвідом. Використання VR під час дидактичного процесу дозволяє, наприклад, переміщатися в інше місце (через зображення 360) або відображати контент, який недоступний в реальному часі (наприклад, органи людини або компоненти автомобільного двигуна);

– архітектурі - VR надає можливість просторового, вільного перегляду запланованих просторів, будівель і т. Д. У результаті користувач має можливість пройти по будівлі, щоб побачити його до фактичного виконання;

– маркетингу - особливо маркетинг місць, куди користувач може спочатку відправитися практично для огляду визначних пам'яток - щоб купити поїздку на наступному етапі або піти у відпустку. Крім того, віртуальний світ дає нам зовсім інші можливості і досвід в порівнянні з традиційними маркетинговими комунікаціями;

– медицині - дозволяє перевірити правильність виконаних вправ або переглянути матеріали (наприклад, МРТ) під час хірургічних процедур в тривимірному просторі. VR також можна використовувати терапевтично (наприклад, при лікуванні посттравматичних розладів). Важливим аспектом є використання VR для навчання медичного персоналу;

– військових цілях - завдяки цьому солдати можуть навчати своїх технічних навичок, навичок фітнесу без реального бою, перебуваючи на віртуальному полігоні. VR також використовував НАСА для навчання космонавтів, і таким чином навчають пілотів або винищувачів;

– розвагах - VR-ігри стають все більш поширеними, що, в свою чергу, призводить до все більш частою публікації VR-ігор. В даний час існують також додатки, схожі на фільми в форматі VR, завдяки яким ви можете дивитися свої улюблені фільми практично на екрані кінотеатру або дивитися 360-градусний фільм.

Як видно з представленого графіка на рисунку 4.2, поточна частота зростання VR становила у цілому 4,5 млрд. доларів.

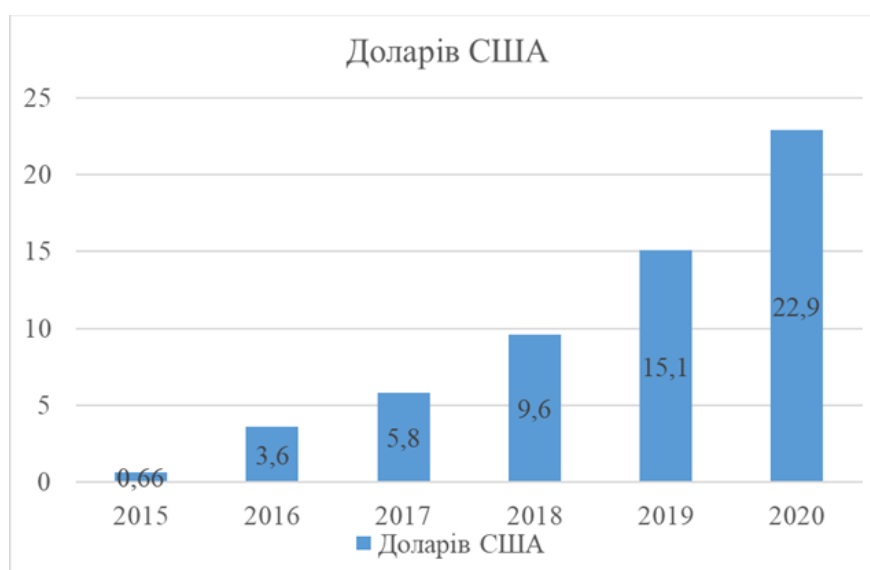


Рисунок 4.2 – Діаграма зростання ринку віртуальної реальності

Очікується що до кінця цього року він встановить 22,9 млрд. доларів. Тому ця технологія дуже швидко зростає та розвиваються що робить її потрібною у всіх сферах життя.

#### 4.3 Використання віртуальної реальності у військових цілях

Відомо, що технологія є надзвичайно важливою для військової ефективності будь-якої держави або нації. Індукування нових і з'являються технологій обіцяє якісно перевершувати військову силу, здатну протистояти як звичайним, так і асиметричним загрозам. Військові концепції, такі як революція у військовій справі [4] (RMA), носять динамічний характер і мають справу з внесенням технологічних і доктринальних змін в збройні сили. Недавня революція в секторі інформаційних та комунікаційних технологій (ІТС) привела до появи в армії різних нових технологій RMA. Існують сучасні денні озброєння, які спонукають до появи різних

схем в таких технологіях, як нанотехнології, біотехнології, робототехніка, когнітивні науки і деякі інші. Військові технології також використовуються за допомогою різних комп'ютерних симуляцій систем, що дозволяють їм виконувати операції на моделюється системі і демонструють ефекти в режимі реального часу. Навчання є однією з областей, де технології VR знаходять більш широке застосування в збройних силах (див. рис. 4.3) [3]. Причини, що спонукали військових досліджувати і застосовувати методи VR в їх навчанні, полягають в основному в зменшенні схильності небезпекам і підвищенні скритності. Для військовослужбовців важлива імітація реальності з простої причини, що не може бути навчанням на робочому місці.

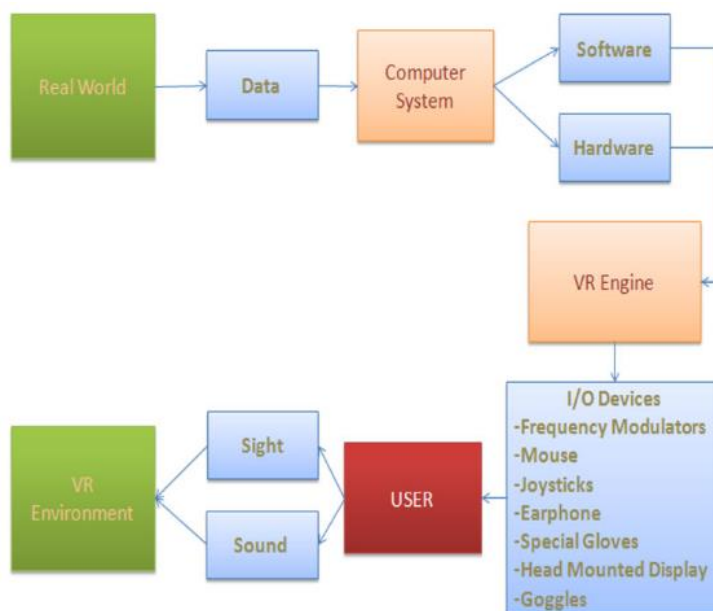


Рисунок 4.3 – Рисунок взаємодії користувача з VR

Також, що стосується війни іноді також стає вкрай важко продемонструвати військовому персоналу реальні і фізичні проблеми військового життя. При таких обставинах виникає необхідність в тій чи іншій формі створити іншу реальність. Саме тут додатки віртуальної реальності, спеціально розроблені для військових, можуть зіграти важливу роль.

Одним з важливих аспектів моделювання на основі віртуальної реальності є те, що він пропонує простір для виконання різних ризикованих та хитрих маневрів,

які важко виконати в реальному житті на обладнанні. Віртуальна реальність дозволяє імітувати несправність обладнання, погану погоду або будь-який несподіваний сценарій. Все це стає можливим, не завдаючи шкоди ні людям, ні інструментам. Віртуальна реальність допомагає навчати пілотів справлятися з надзвичайними ситуаціями. Організація Північноатлантичного договору у 2003 році [5] випустила важливу доповідь під назвою «Віртуальна реальність: стан військових досліджень і застосування в країнах-членах». Було встановлено, що ключем до ефективності віртуальної реальності для військових цілей є взаємодія людини з машиною або взаємодія людини з комп'ютером. Військовослужбовці повинні мати можливість виконувати свої завдання і завдання з використанням сенсорних пристроїв відображення і у відповідь пристроїв. Ці пристрої повинні відображати середовище, яке надає відповідні підказки та відповіді, необхідні для навчання і виконання військових завдань. Людські чинники включають в себе:

- визначення сприймають можливостей і обмежень сенсорних пристроїв відображення;
- проектування баз даних та інших дисплеїв для задоволення потреб у виконанні завдань;
- розуміння компромісів між людиною і завданнями, необхідних для сучасних технологій;
- оцінка перенесення навчання і знань з віртуального світу в інший;
- розгляд причин і рішень імітатора хвороби, які можуть виникнути у віртуальній реальності.

Роль віртуальної реальності у військовій сфері зростає за рахунок простого симулятора польоту. Тут багато разів більше обсягів, ніж у реальному полі боя, тому праця у віртуальному світі, вимагаючи більш складного середовища, часто званої розширеної синтетичної середовищем. Необхідно створити симулятор повітряної війни з високим рівнем реалістичності. Для цієї мети стає необхідним об'єднання комп'ютерних моделей, імітованих сценаріїв і різних поведінкових моделей, систем імітаторів літаючої платформи і зброї та інших важливих систем

бойових дій. Така синтетична середовище може являти собою автономні системи або мережу мереж.

Крім авіації, віртуальну реальність також використовують для створення тренажерів для наземних транспортних засобів і транспортних засобів [5], що працюють у воді. Такі симулятори підрозділяються на різні категорії: від єдиного транспортного засобу до системи, що полегшує складні навчальні місії, в яких беруть участь кілька учасників, що діють в різних ролях. Для армії доступні спеціальні пристрої, які навчають солдат управляти спеціалізованими транспортними засобами, такими як танки або важко броньовані машини. Також можна проводити тренування, копіюючи підступні погодні умови або складну місцевість, включаючи міські бойові умови. Крім того, мережеві імітатори були розроблені, щоб дозволити користувачам брати участь в складних військових іграх. Технічні вимоги до тренажерів для ВМФ трохи відрізняються. Для підводних симуляторів немає необхідності мати вікна у зовнішній світ, і, отже, реалістичні вимоги до навколишнього середовища і місцевості не мають великого значення. Що важливо, так це забезпечити реалістичне сприйняття інструментів при проходженні екіпажам симуляції. Однак також важливо створити відчуття занурення настільки, наскільки це можливо, шляхом фізичної симуляції маневру занурення або спливання.

Крім навчання на тренажерах VR і суміжні з нею підрозділу корисні в різних інших областях, прямо або побічно пов'язаних зі збройними силами. Інженерне проектування – одна з таких галузей. Застосування віртуальної реальності може широко розповсюджуватися від оборонної промисловості до майстерень місцевого рівня в різних військових установах. VR може допомогти в розробці прототипів для різного устаткування. VR / AR має більш широке застосування в відношенні виробництва, технічного обслуговування і ремонту різної військової техніки. Для вирішення проблем, пов'язаних з новим або незнайомим елементом обладнання, замість відкриття кількох посібників з ремонту, може виявитися корисним дисплей доповненої реальності. Системи VR довели свою корисність для споживчого дизайну.

Тому віртуальна реальність корисна при розробці навчальних програм [2] і може допомогти в плануванні та репетиції місії.

#### 4.4 Виявлення проблем та актуалізація рішень

Однією з найголовніших проблем пересування танку через різноманітну місцевість є вимоги про збільшення мобільності на поле бою, тобто здатності танків рухатися у реальному часі або безпосередньому контакті з ворожими силами, неминуче призводить до необхідності вести вогонь на ходу, замість того, щоб зупинятися кожен раз, коли вони вражають ціль. Ця вимога вимагає, в свою чергу, систем управління зброєю, які зводять до мінімуму вплив руху транспортного засобу на основне озброєння танків та його здатність вражати ціль.

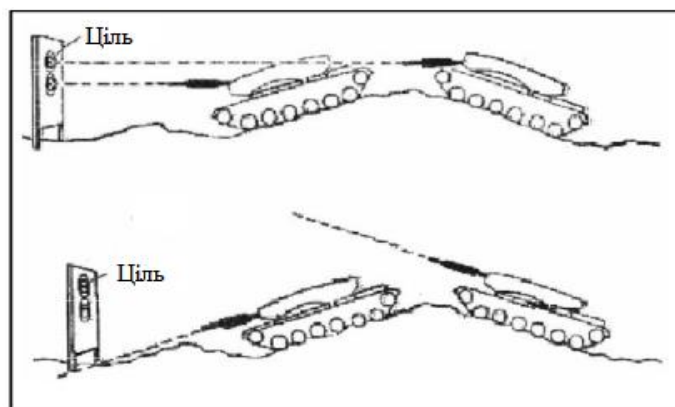


Рисунок 4.4 – Рисунок стабілізації при піднятті зброї

Вплив руху транспортного засобу на озброєння танка можна мінімізувати за допомогою систем стабілізації зброї, які призначені для підтримки просторової орієнтації зброї. На рисунку 4.3 та 4.4 представлений ефект стабілізації при піднятті зброї та азимута турелі [8]. Системи для цього є в основних сервосистемах із замкнутим контуром, які керують орієнтацією гармат щодо інерційного простору шляхом використання гіроскопів для визначення руху гармат щодо нього та

використання сигналів зворотного зв'язку по положенню або швидкості, що надаються ними.

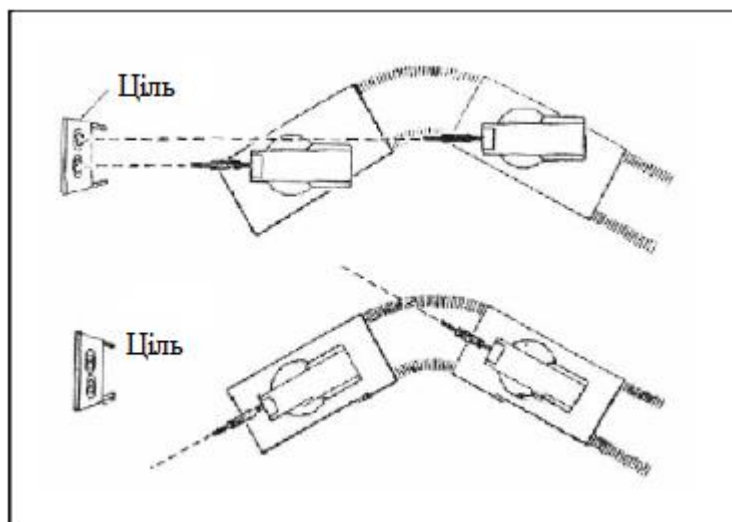


Рисунок 4.5 – Рисунок стабілізації азимута турелі

Дані чинники обумовлюють в першу чергу збільшення помилок наведення [9], які зростають при стрільбі з ходу в 10 – 30 разів у порівнянні зі стрільбиною з місця (з 0,1 до 3 тис. по висоті і від 1 до 2 тис. за направленням).

Також розсіювання снарядів при стрільбі обумовлене таким явищем, як запізнювання пострілу, тобто часом від моменту закінчення наведення, коли навідник прийняв рішення про виробництво пострілу, до вильоту снаряда з каналу ствола. Час запізнювання пострілу становить близько 0,1 – 0,15 с. Знаряддя не керується навідником і внаслідок коливання корпусу танка може змінити своє кутове положення на 3 – 5 т. д. (Тисячних часток). Природно, при таких відхиленнях снаряд не влучає в ціль.

Розсіювання снарядів зростає також і внаслідок зміни напрямку і величини вектору початкової швидкості снаряда снаряд завжди буде відхилятися в сторону руху стовбура гармати. В результаті дій різних факторів розсіювання снарядів при стрільбі з ходу зростає приблизно в 10 – 12 разів.

Точність стрільби з ходу знижується також і внаслідок безперервної зміни дальності до мети. При швидкості руху від 20 до 25 км / ч встановлена в прицілі дальність змінюється на одну поділку 100 м за 15 – 20 с, що вимагає частих

поправок при веденні стрільби, відволікає навідника від спостереження за полем бою.

Влучність стрільби визначається точністю суміщення середньої точки попадання з наміченої точкою на цілі і величиною розсіювання [8]. При цьому чим ближче середня точка попадання до наміченої крапки і чим менше розсіювання снарядів, тим краще влучність стрільби.

Стрілянина визнається міткою, якщо середня точка влучення відхиляється від наміченої точки на цілі не більше ніж на половину тисячної дальності стрільби, що відповідає допустимому відхиленню середньої точки попадання від контрольної точки при приведенні зброї до нормального бою, а розсіювання не перевищує табличних норм. Влучність стрільби забезпечується точним наведенням зброї до нормального бою, ретельно заощадженням зброї і боєприпасів та відмінною виучкою стріляючого.

Для підвищення ефективності стрільби з ходу сучасні бойові машини оснащуються спеціальними автоматичними пристроями - стабілізаторами озброєння.

#### 4.5 Постановка задачі

Метою є дослідження методів пересування танку через місцевість у ролі водія та розробка програмного забезпечення та тестування під віртуальну реальність яке дозволить підготовлювати та покращити результати механіків-водіїв які навчаються або несуть службу у збройних силах України. Проаналізував предметну область було вирішено використовувати НТС Vive та Oculus Rift як обладнання для віртуальної реальності.

У ході виконання роботи необхідно виконати наступні завдання:

- провести аналіз предметної області;
- виконати програмну реалізацію програмного забезпечення;

– провести тестування програмного забезпечення.

Для реалізація цього проекту був обраний ігровий двигун Unreal engine 4. Проект буде розроблений під Windows 10 з використанням скрипкової мови Blueprint та C++.

#### 4.6 Формування вимог до програмної системи

Програмна система володіє загальними положеннями які описані нижче.

Загальні положення:

- назва гри Tank Simulator;
- жанр Simulator;
- стилістика - військова;
- положення камери: VR Simulator;
- цільова аудиторія: аудиторія гри розрахована для 18+ років. Симулятор буде корисним людям, які навчаються на механіка водія у військових університетах або проходять військову службу.

Особливості симулятора:

- висока якість візуалізації;
- керування танком у віртуальній реальності ;
- висока передача відчуттів для швидкого звикання.

Програмне забезпечення позиціонує себе як VR Simulator тренування механіків водіїв що має на увазі собою використання контролерів. Користувач з'являється у місці механіка водія (див. рис. 4.3).

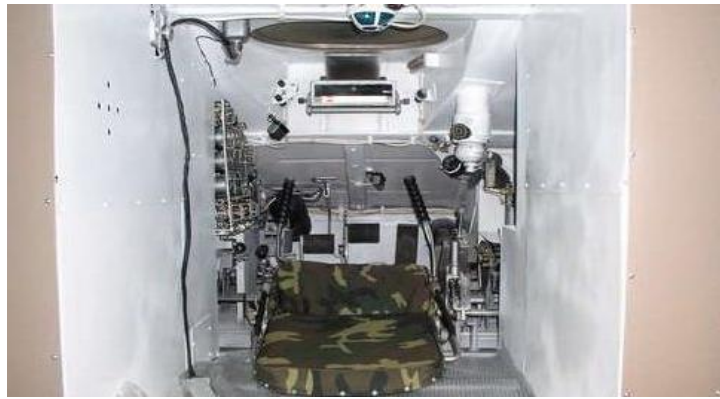


Рисунок 4.6– Місце механіка водія

Властивості механіки:

- користувач обмежений місцем механіка водія і не може вийти за її прибудови;
- користувач може перевернути танк що призведе до невдачі.

Мінімальні технічні вимоги:

- ОС Windows 10;
- процесор Intel i7, або аналогічний AMD FX;
- оперативна пам'ять 16 GB ОЗУ;
- відеокарта Nvidia GeForce GTX1060, або аналогічна AMD Radeon;
- directx версії 11.

Згідно з постановою задачі приступимо до проектування архітектури програмного забезпечення.

#### 4.7 Дослідження методу пересування танку

Для пересування танку була розроблена функція Get Throttle Input for Auto Handling яка дозволяє танку рухатися у простору вона представлена на рисунку 4.6

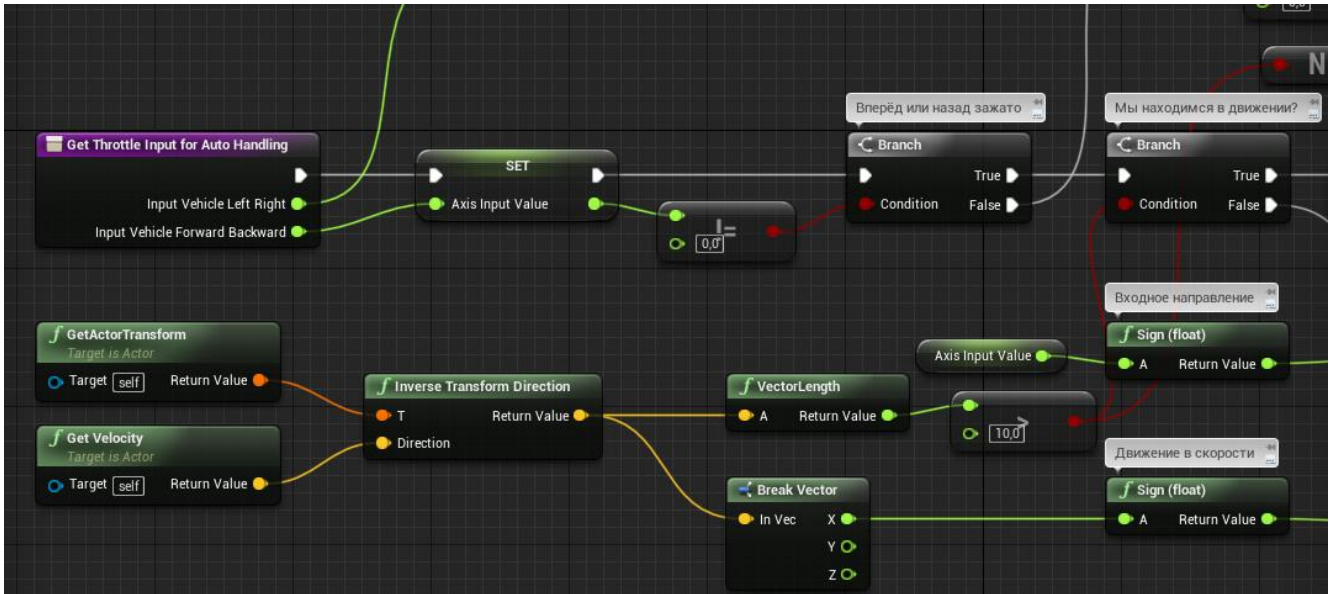


Рисунок 4.7 – Рисунок функція руху танку

Спочатку задається змінна яка може приймати значення між -1 та 1 для пересування по координатам віртуального світу. Далі ми перевіряємо чи ми стоїмо або рухаємося. А якщо ми рухаємося ми передаємо рушійну силу тракам.

Для траків була розроблена окрема функція яка дозволяє стороннім об'єктам впливати на траки танку та на сам танк.

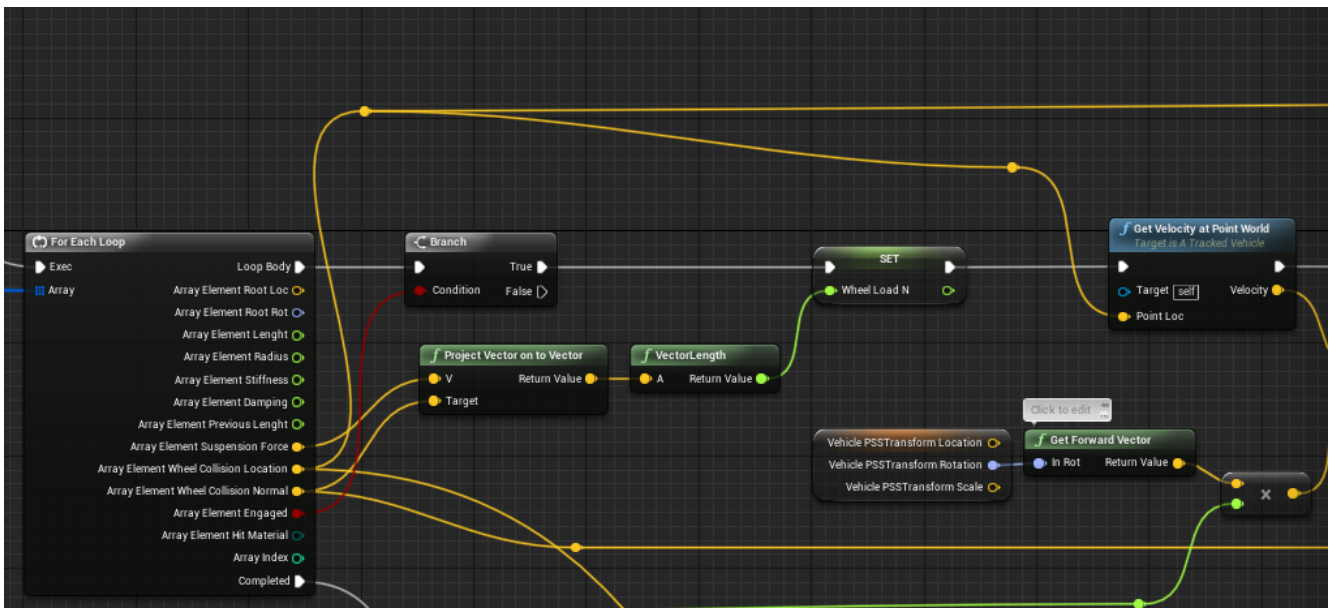


Рисунок 4.8 – Рисунок функції впливу об'єктів на траки танку

Спочатку ми передаємо масив підвісок в функцію For Each Loop яка буде працювати постійно з моменту запуску додатку. Це потрібно для того щоб на траки впливала зовнішня сила така як перешкоди або нерівності.

#### 4.7.1 Принцип роботи стабілізатора

Стабілізація зброї здійснюється наступним чином. При русі бойової машини корпус коливається, і ці коливання передаються блоку зброї навіть в разі його повної врівноваженості і відсутності маятниковості (центр ваги хитної частини блоку зброї знаходиться на осі цапф). Внаслідок тертя в опорах цапф блок зброї захоплюється слідом за корпусом. При цьому кут піднесення блоку зброї  $\varphi_B$  відрізняється від заданого наводкою кута  $\varphi_3$  на величину помилки (відхилення) [7].

$$\Theta_B = \varphi_3 - \varphi_B. \quad (4.1)$$

Величина помилки (відхилення)  $\Theta_B$  тим більше, чим більше момент тертя. В ідеальному випадку, тобто при відсутності тертя, повністю урівноважена зброя (гармата), що володіє певною масою, залишалося б в заданому положенні. Однак в реальних умовах, коли є тертя і неуврівноваженість, відхилення зброї  $\Theta_B$  велике і його наводка на мету утруднена.

При наявності стабілізатора кутова швидкість відхилення корпусу машини  $\Theta_B$  щодо заданого положення вимірюється спеціальним датчиком кутовий швидкості, виконаним на основі триступеневого гіроскопа, який розміщується в модулі – блоці головного дзеркала прицілу навідника (інший – в аналогічному модулі прицілу командира). Виміряне механічне відхилення перетворюється за допомогою перетворювача – обертового трансформатора у електричний сигнал, який потім посилюється, перетворюється, інтегрується та підсумовується з іншими сигналами підсилювачем і подається на вхід виконавчого приводу стабілізатора [9].

Відповідно до величиною і знаком сигналу неузгодженості виконавчий привід розвиває крутний момент, під дією якого виникає рух блоку зброї відносно корпусу (вежі) в протилежну сторону. Якщо швидкість відносного руху зрівняється зі швидкістю руху корпусу, то подальше збільшення відхилення  $\Theta_v$  припиниться.

При підході корпусу до крайнього положення його швидкість зменшується і стає менше швидкості відносного руху блоку зброї, що розвивається виконавчим приводом. Зброя починає переміщатися назад до вихідного положення  $\varphi_3$  та неузгодженість  $\Theta_v$  зменшується. Відповідно, зменшується і швидкість руху зброї до узгодженого стану.

З початком руху корпусу в зворотному напрямку блок зброї відхиляється в інший бік. При цьому змінюється знак (фаза) сигналу, що виробляється обертовим трансформатором датчика кутової швидкості, і знак розвивається виконавчим приводом обертального моменту. Зброя починає рухатися відносно корпусу знову в протилежному напрямку, тому його відхилення  $\Theta_v$  відносно заданого положення і в цьому випадку буде значно менше величини кута повороту корпусу  $\varphi_k$ .

При русі бойової машини кутові швидкості повороту корпусу безперервно змінюються як за величиною, так і за знаком. У зв'язку з цим змінюється і величина відхилення зброї  $\Theta_v$  від свого заданого положення.

Найбільш важливими елементами у системі стабілізація являються:

- Якість стабілізації визначається наступними параметрами: точність стабілізації зброї (жорсткість  $G$ );
- якість стабілізації;
- швидкість наведення і характер розподілу по куту повороту пульта управління;
- час готовності стабілізатора;
- час безперервної роботи стабілізатора, протягом якого технічні характеристики відповідають необхідним;
- надійність функціонування;
- характер і час перехідних процесів при відпрацюванні великих кутів неузгодженості (демпфірування  $D$ ).

Якість стабілізації визначається наступними параметрами:

- жорсткістю;
- число пробігів (зменшення).

Чим чутливий стабілізатор, тобто чим більше величина розвивається виконавчим приводом обертального (стабілізуючого) моменту при відхиленні зброї на одиницю кута, тим вище точність стабілізації.

#### 4.6.2 Алгоритм стабілізації

Для функції стабілізації ми беремо алгоритм який дозволить повертати вежу танку та його зброю у напрям який необхідний.

```
MyRotation(FVector see, FVector LookAt)
{
    FVector forward = lookAt;
    FVector up = upDirection;

    forward = forward.GetSafeNormal();
    up = up - (forward * FVector::DotProduct(up, forward));
    up = up.GetSafeNormal();

    FVector vector = forward.GetSafeNormal();
    FVector vector2 = FVector::CrossProduct(up, vector);
    FVector vector3 = FVector::CrossProduct(vector, vector2);
    float n00 = vector2.X;
    float n01 = vector2.Y;
    float n02 = vector2.Z;
    float n10 = vector3.X;
    float n11 = vector3.Y;
    float n12 = vector3.Z;
    float n20 = vector.X;
    float n21 = vector.Y;
    float n22 = vector.Z;

    float num8 = (n00 + n11) + n22;
    FQuat quaternion = FQuat();
    if (num8 > 0.0f)
    {
        float num = (float)FMath::Sqrt(num8 + 1.0f);
        quaternion.W = num * 0.5f;
        num = 0.5f / num;
        quaternion.X = (n12 - n21) * num;
        quaternion.Y = (n20 - n02) * num;
```

```

    quaternion.Z = (n01 - n10) * num;
    return FRotator(quaternion);
}
if ((m00 >= m11) && (m00 >= m22))
{
    float num7 = (float)FMath::Sqrt(((1.0f + m00) - m11) - m22);
    float num4 = 0.5f / num7;
    quaternion.X = 0.5f * num7;
    quaternion.Y = (n01 + n10) * num4;
    quaternion.Z = (n02 + n20) * num4;
    quaternion.W = (n12 - n21) * num4;
    return FRotator(quaternion);
}
if (m11 > m22)
{
    float num6 = (float)FMath::Sqrt(((1.0f + m11) - m00) - m22);
    float num3 = 0.5f / num6;
    quaternion.X = (n10 + n01) * num3;
    quaternion.Y = 0.5f * num6;
    quaternion.Z = (n21 + n12) * num3;
    quaternion.W = (n20 - n02) * num3;
    return FRotator(quaternion);
}

float num5 = (float)FMath::Sqrt(((1.0f + m22) - m00) - m11);
float num2 = 0.5f / num5;
quaternion.X = (n20 + n02) * num2;
quaternion.Y = (n21 + n12) * num2;
quaternion.Z = 0.5f * num5;
quaternion.W = (n01 - n10) * num2;

return FRotator(quaternion);
}

```

Цей алгоритм розраховує вектора між двома об'єктами та на виході повертає напрям який треба передати у вежу для повороту башні або зброї.

## ВИСНОВКИ

1. У моделі руху першого наближення мають місце нелінійності можна опустити і обмежитися математичними моделями, заснованими на функції стану Лагранжа, що призведе до робочих диференціальних рівнянь другого порядку лінійного типу з постійними коефіцієнтами при похідних.

2. Дослідження математичної моделі руху гусеничної платформи показали, що гранична швидкість руху платформи за регулярним дорожнього полотна за умовою повного використання енергоємності підвіски залежать від амплітудного значення відхилень параметрів профілю, так при  $y_0=0,1$  м,  $\lambda=3,33$  м максимальна швидкість руху  $V=70$  км / год, при  $y_0=0,5$  м,  $\lambda=4,66$  м гранична швидкість руху  $V=20$  км / год.

3. Показано, що при регулярному кінематичному збудженні дорожнім полотном (після проходження 3 - 4 хвили) можливий резонансний режим руху корпусу гусеничної платформи, швидкість руху лімітується частотою власних коливань, що становлять 1,3 Гц. Визначено граничні швидкості руху платформи за умовою допустимого для екіпажу рівня прискорень в  $3g$ , так при  $y=0,1$  м і  $\lambda=4.96$  м значення граничної швидкості  $V=50$  км/год.

4. Доведено, що гранична висота уступу (трампліну) штучного або природного походження, падіння з якого викличе пробою підвіски, дорівнює 0,7 м. При проходженні платформою одиничних перешкод динамічні реакції в зв'язках підвіски носять ударний характер і їх рівень є ресурсовизначеним. Експериментальне визначення граничних по пробою підвіски швидкостей руху БЦГМ в умовах природних трас за допомогою апаратно-програмного комплексу, дозволило визначити межі достовірності результатів, отриманих на математичних моделях, а також уточнити вектор впливу реальних факторів на характеристики граничних режимів руху БЦГМ. Крім того, експериментальне дослідження підтверджує теоретичні результати, отримані математичним моделюванням, результати яких, є навіть більш жорсткими в порівнянні з експериментальними,

тобто реальні дисипативні властивості об'єкта і дорожнього полотна створюють певний «запас» граничних значень характеристик руху.

5. В силу симетричності підвіски гусеничної платформи щодо поздовжньої осі платформи, поперечно-кутові коливання корпусу представляються незалежними і можуть бути в першому наближенні описані лінійним диференціальним рівнянням другого порядку з постійними коефіцієнтами, що зв'язує узагальнену кутову координату і її похідні з інерційними характеристиками підресореною маси і дисипативними параметрами підвіски. Отримані значення частоти власних коливань при порівнянні з числовим масивом, що містить зв'язок швидкостей лінійного руху платформи з довжинами хвиль дорожнього полотна, при визначенні частот кінематичного збудження свідчить про те, що зони експлуатаційних частот кінематичного збудження платформи і власних частот поперечно-кутових коливань близькі і перекриваються і ця обставина попереджає про високу ймовірність виникнення резонансного кутового руху.

6. Знання характеристик поперечно-кутового коливального процесу є затребуваним для розрахунку граничних експлуатаційних швидкостей руху платформи, розрахунку навантажень на вузли кріплення будь-якого навісного обладнання і на елементи підвіски. Показано, що найбільшу амплітуду коливань підресореною маси викликають частоти геометричних повторень профілю кінематичного збудження, близькі до власної частоти системи, а при відсутності дисипації і, система входить в резонансний режим з необмеженим зростанням динамічної амплітуди.

7. Оцінку впливу дисипативних властивостей гусеничного обводу доцільно провести на основі експерименту з подальшим введенням певних експериментально дисипативних характеристик в динамічну модель, дослідження якої, показало, що динамічна поведінка підресореною маси в поперечно-кутовому русі близько до статичного.

В результаті науково-дослідної роботи був проведений аналіз предметної галузі, який допоміг визначити що віртуальна реальність дуже швидко розвивається та поширюється у всіх сферах життя, особливо у військовому ділі що

дуже значно допомагає тренувати військових практично у сьому. Тому недооцінка цієї технології може бути фатальна.

Також були проаналізовані статі на тематику проблеми стабілізації башні танку коли він рухається на різноманітній місцевості. Без стабілізації зброї танк не може виконувати свої головні цілі:

- вести огонь як по нерухомих цілях так і по рухомих;
- збільшення мобільності на поле бою;
- збільшена життя часу життя танка на полі бою.

За використанням симуляторів для тренування військ майбутнє яке вже прийшло и нам треба не відставати від нього.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Виртуальная реальность как новая исследовательская технология и образовательная среда: 12.07.2015 URL:
2. Виртуальная реальность как метод и средство обучения: 25.12.2014 URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/virtualnaya-realnost-kak-metod-i-sredstvo-obucheniya>
3. Blacklock J, Zalcmann L (2003) The royal australian air force, virtual air environment, interim training capability.
4. Virtual reality and its military utility: (2011) URL: [https://www.researchgate.net/publication/251188523\\_Virtual\\_reality\\_and\\_its\\_military\\_utility](https://www.researchgate.net/publication/251188523_Virtual_reality_and_its_military_utility)
5. Virtual Reality and Its Application in Military: (2018) URL: [https://www.researchgate.net/publication/326444949\\_Virtual\\_Reality\\_and\\_Its\\_Application\\_in\\_Military](https://www.researchgate.net/publication/326444949_Virtual_Reality_and_Its_Application_in_Military)
6. Структурно-параметрический синтез стабилизатора упругой танковой пушки (часть 1): 07.04.2014
7. Структурно-параметрический синтез стабилизатора упругой танковой пушки (часть 2): 07.04.2014
8. Roll Stabilization by Anti-Roll Passive Tanks: 21.05.2001 URL: [https://www.researchgate.net/publication/235687327\\_Roll\\_Stabilization\\_by\\_Anti-Roll\\_Passive\\_Tanks](https://www.researchgate.net/publication/235687327_Roll_Stabilization_by_Anti-Roll_Passive_Tanks)
9. Improving of electromechanical stabilization systems accuracy: 14.10.2019 URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/improving-of-electromechanical-stabilization-systems-accuracy>
10. Васильченко В.Ф. Военные гусеничные машины. Конструкция и расчет. – 4.1. Трансмиссия и приводы управления. – Рязань: Изд-во ВАИ, 1998. – 560 с.
11. Васильченко В.Ф. Военные гусеничные машины. Конструкция и расчет. – 4.2. Ходовая часть, системы управления, жизнеобеспечения и коллективной защиты. – Рязань: Изд-во ВАИ, 1998. – 448 с.

12. Демпфирование колебаний: Пер. с англ. Нашиф А. и др. – М.: Мир, 1988. – 304 с.

13. Калашников Б. А. Нелинейные колебания механических систем. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. – 206 с.

14. Коловский М.З. Динамика машин. – М.: Машиностроение, 1989. - 262 с.

15. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем: Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 304 с.

16. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. –М.: Гл. ред. физ-мат лит-ры. Наука, 1980, 272 с.

17. Савочкин В.А. Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1993, 320с.

18. Тарасов В.Н. и др. Теория в строительстве и машиностроении. М.: научное издание. Издательство строительных вузов, 2006. – 336 с.

19. Теория и конструкция танка. – т.6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. Под ред. П.П. Исакова. – М.: Машиностроение, 1985. –244 с.

20. Теория и конструкция танка. – т. 8. Параметры внешней среды, используемые в расчетах танков / Под ред. П. П. Исакова. – М.: Машиностроение, 1987. –196 с.

21. Теория и конструкция танка. – т. 9. Динамические процессы в механических системах и агрегатах танка / Под ред. П.П. Исакова. – М.: Машиностроение, 1988. –300 с.

22. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.2. Динамика. учебник для тех.вузов. –М.: Высшая школа, 1984. – 423 с.

23. Тезис ЧОМУ ІЛЮЗІЯ ВИБОРУ КРАЩЕ, НІЖ ВИБІР.

Агарков Егор Сергеевич, Новиков Юрий Сергеевич

URL [https://drive.google.com/file/d/1sJh5kR40tNDKGVggxdP\\_TCIy6XE4ueNz/](https://drive.google.com/file/d/1sJh5kR40tNDKGVggxdP_TCIy6XE4ueNz/)