

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Львівський інститут
(назва факультету)

Рухомий склад залізниць і колія
(повна назва кафедри)

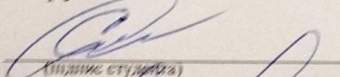
Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
«Бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Аналіз взаємодії локомотивів типу ТЕ33А з рейковою колією на
гірських ділянках»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство

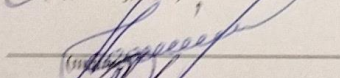
зі спеціальності: 273 «Залізничний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ 19117


(підпис студента)

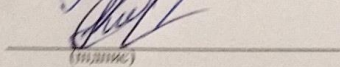
/Сергій БАЙДА/
(ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ст. викладач, Андрій КУЗИШИН/
(посада, ім'я ПРІЗВИЩЕ)

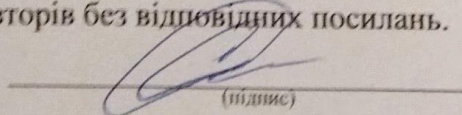
Нормоконтролер:


(підпис)

/викладач, Іван КРАВЕЦЬ/
(посада, ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Львів – 2022 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Rolling stock of railways and tracks

(department)

Explanatory Note

to Master's Thesis

«Bachelor»

(higher education degree)

on the topic: Analysis of the interaction of TE33A locomotives with rail tracks in
mountainous areas

according to educational curriculum «Locomotives and locomotive economy»

in the Speciality: 273 «Railway transport»

(speciality and its code)

Done by the student of the group: LG19117

/Sergey BAYDA/

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/senior lecturer, Andrii KUZYSHTYN/

(position, name, surname)

Normative controller :

/teacher, Ivan KRAVETS/

(position, name, surname)

Supervisors

(Chapter title heading)

/ (position, name, surname) /

(Chapter title heading)

/ (position, name, surname) /

(Chapter title heading)

/ (position, name, surname) /

(Chapter title heading)

/ (position, name, surname) /

Lviv – 2022

ЗМІСТ

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	6
ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ. 8	
1.1 ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ «ЕКПАЖ- КОЛІЯ»	8
1.2 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОБЛЕМ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ І РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ.....	11
2 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А	13
2.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	13
2.2 ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ ВУЗЛИ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А.....	14
3 РУХ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ.....	18
3.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	18
3.2 ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ КОЛІСНОЇ ПАРИ І РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЇХ ВЗАЄМНЕ РОЗТАШУВАННЯ.....	18
3.3 ОСНОВНІ ФАКТОРИ, ЯКІ ОБМЕЖУЮТЬ РУХ ЕКПАЖУ В КРИВІЙ, СПОСОБИ ЇХ УСУНЕННЯ	20
3.4 МАКСИМАЛЬНА БАЗА ЕКПАЖУ	21
3.5 ПОЛОЖЕННЯ ЕКПАЖУ В КРИВІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ	24
4 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А В КРИВУ ДІЛЯНКУ КОЛІЇ	32
4.1 СКЛАДАННЯ РІВНЯНЬ РІВНОВАГИ ТА ЗНАХОДЖЕННЯ МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМИХ ШВИДКОСТЕЙ РУХУ	32
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	36
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	37

					0041.190530.01.ВКР.ПЗ			
Зм	Арк	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Сергій БАЙДА		09.08.12	Аналіз взаємодії локомотивів типу ТЕ33А з рейковою колією на гірських ділянках	Літера	Аркуш	Аркушів
Консульт							5	38
Керівник		Андрій КУЗИШИН		09.08.12		ЛІ УДУНТ		
Н. контр.		Іван КРАВЕЦЬ		10.08.12				
Зав.каф.		Олена БАЛЬ		10.08.12				

**(ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З
ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)**

ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
(БУДЕ РОЗРОБЛЕНО ГЗЯОП)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

39 с., 13 рис., 1 табл., 19 джерел.

Об'єкт дослідження – сучасний тяговий рухомий склад, а саме тепловоз ТЕ33А.

Мета роботи – дослідження силової взаємодії тепловоза ТЕ33А з рейковою колією під час руху в кривій ділянці колії та визначення максимально допустимих швидкостей руху.

Методи дослідження – інженерні методи дослідження динаміки рухомого складу з використанням особливостей конструкції та силових в'язей між конструктивними елементами тягового рухомого складу.

Визначено основні фактори, які обмежують рух екіпажу в кривій ділянці колії, побудовано залежності максимальної бази візка від радіуса кривої та зазору між колесом та головкою рейки. Встановлено допустиму швидкість руху тепловоза ТЕ33А від радіуса кривої ділянки колії, забезпечуючи при цьому динамічні показники та показники безпеки руху.

Результати роботи можуть бути використані задля безпечної експлуатації тепловозів ТЕ33А в кривих ділянках залізничної колії.

Ключові слова: ТЕПЛОВОЗ, ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ, РЕЙКОВА КОЛІЯ, ШВИДКІСТЬ РУХУ

**ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

США	Сполучені Штати Америки
ААЗ	Асоціація Американських залізниць
ТССІ	Центр транспортних технологій
ІННА	Міжнародна асоціація великовагового руху

						Арк.
						7
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одними з найважливіших пріоритетів для Укрзалізниці – є освоєння перспективного рухомого складу при забезпеченні безпеки руху та підвищення ефективності роботи на основі оптимізації взаємодії служб колії та рухомого складу.

Взаємодія коліс рухомого складу та рейок – це основний фізичний процес під час руху вагонів, локомотивів та поїздів. Умови взаємодії в системі «колесо-рейка» чинять істотний вплив на терміни служби та організацію утримання основних пристроїв колії та рухомого складу, та на експлуатаційні витрати залізниць.

Актуальність численних досліджень, які пов’язані з проблемами взаємодії коліс рухомого складу і рейок, обумовлена тим, що ця проблема, крім суто економічного аспекту (втрати енергетичних ресурсів на подолання опору руху, знос коліс, рейок тощо), тісно пов’язана з безпекою руху на залізничному транспорті.

Представлена робота є основою системного підходу щодо забезпечення сталої взаємодії в системі «колесо-рейка» в рамках впровадження сучасного тягового рухомого складу на залізницях України.

Об’єктом дослідження в даній роботі є сучасний тяговий рухомий склад, а саме тепловоз ТЕ3ЗА.

Предметом дослідження являються підходи щодо дослідження силової взаємодії тягового рухомого складу з рейковою колією під час руху в кривій ділянці колії.

						Арк.
						8
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

1.1 Історія розвитку наукових досліджень взаємодії в системі «екіпаж-колія»

Практичне застосування науки про взаємодію колії та рухомого складу в нашій країні багатогранне. Кожен крок у цій науці – вирішення конкретної задачі, кожна з яких істотно впливає на безпеку руху поїздів, на величини допустимих швидкостей руху, а значить, і на пропускну і провізну здатність залізниць і т.д.

Перша праця, що узагальнює численні дослідження з питань умов експлуатації колії під навантаженням та динаміки рухомого складу, під назвою «Взаємодія колії та рухомого складу» була опублікована в 1931 р. відомим вченим проф. О. М. Годицьким. У 1933 р. у перекладі вийшла монографія французького вченого Г. Мар'є, яка також була присвячена взаємодії колії та рухомого складу. Згодом, в 1956 р. авторами Є. М. Бромбергом, М. Ф. Веріго, В. Н. Даниловим, М. А. Фрішманом була опублікована книга, присвячена цій же темі з аналогічною назвою.

До тридцятих років у всіх роботах, вивчення коливань проводилося відносно стану спокою. Все змінилось, коли виникли фундаментальні роботи Картера. Картер вивів диференціальні рівняння визначення сил взаємодії у точці контакту коліс і рейок. Це дозволило проводити вивчення коливань рухомого складу, що рухається рейковою колією, а не в стані спокою.

Меделем В. Б. було виведено диференціальні рівняння руху залізничного екіпажу окремо для коливань у вертикальній та горизонтальній площинах. Проведено дослідження руху електровозів по детермінованих нерівностях колії, при цьому траєкторія переміщення колоса щодо рейки представлена періодичною функцією, що розкладається в ряд Фур'є. Таке розкладання дозволило визначити гармонійні складові збурення, що діють на систему.

У працях професора Г.М. Шахунянца [1] вперше досліджено коливання рухомого складу з урахуванням залізничної колії. Дано методи розрахунку

						Арк.
						9
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

рейкової основи з уточненою гіпотезою академіка П.П. Петрова. При вирішенні загальної задачі взаємодії необресорених мас та колії Г.М. Шахунянц використав припущення про лінійний характер залежності між просіданнями і зусиллями.

Подальший розвиток ідеї, висунутої академіком Н.Н. Петровим щодо застосування методів теорії ймовірностей для практичного вирішення завдань взаємодії колії та рухомого складу, було продовжено професором М.Ф. Вериго [2-4]. Була розроблена теорія коливань обресорених і необресорених мас у вертикальній площині при русі рухомого складу по безперервним нерівностям колії. Уточнено методи розрахунку колії при спільному впливі на неї динамічних сил від рухомого навантаження і сил, що викликаються температурними деформаціями рейки.

Академіком В.А. Лазаряном та його численними учнями розроблено методику дослідження вимушених коливань екіпажів, що рухаються по пружно-в'язкій інерційній колії; подальший розвиток отримали дослідження випадкових коливань рейкових екіпажів. Встановлено вплив різних параметрів підвішування, а також гіроскопічних та дисипативних сил на стійкість руху екіпажів [5-7].

Розвиток методів експериментального дослідження коливань локомотивів у вертикальній та горизонтальній площинах у натурних умовах проводився професорами М.П. Пахомовим, І.І. Галієвим. У роботах Пахомова та його учнів наведено результати досліджень вертикальної та горизонтальної жорсткості колії в зимових і літніх умовах, вплив коліс локомотивів на рейкову колію з урахуванням впливу коливань підресорених мас. Професором І.І. Галієвим проведено теоретичні та натурні дослідження руху колісної пари по нерівнопружній колії [8].

Професором А.А. Камаєвим розроблені методи фізичного моделювання впливу локомотива на колію у кривих ділянках, які засновані на нелінійній геометричній подібності [9].

Роботи професора Т.А.Тібілова присвячені асимптотичним методам

						Арк.
						10
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

дослідження коливань рухомого складу, завданням прогнозування динамічних якостей узагальненого екіпажу в рамках статичної динаміки. Як статистичний апарат використані рівняння Фоккера-Планка-Колмогорова.

Статистична теорія вимушених коливань рухомого складу, що рухається по випадкових нерівностях, представлена в роботах Л.О. Грачової, Л.Л. Львова, В.Ф. Ушкалова [10-12].

У працях професора О.П. Ершкова розроблено метод розрахунку рейок на горизонтальний вигин і кручення, отримані залежності бокових сил від величини непогашеного прискорення під час руху кривими ділянками колії [13].

При дослідженні динаміки необресорених мас рухомого складу Н.П. Кудрявцевим вперше враховано гнучкість елементів колісної пари. Такий підхід наблизив до дійсності результати розрахунків, що підтверджено натурним експериментом [14].

Методи динамічного розрахунку залізничної колії на вертикальне навантаження використані у роботі А.Я. Когана [15]. Була розглянуто статистична теорія спільних коливань колії та рухомого складу у вертикальній площині.

Слід зазначити, що у початковий період дослідження динаміки та взаємодії рухомого складу та колії проводилися окремо для вертикальної та горизонтальної площин. На даний момент дослідженню просторових коливань присвячено порівняно невелику кількість робіт. Наведено результати теоретичних досліджень коливань чотиривісних та восьми вісних вантажних вагонів, розглянуто просторові коливання екіпажів під час руху в криволінійних ділянках колії. Вивчено просторові коливання швидкісних пасажирських екіпажів.

Починаючи з 1965 року систематичному дослідженню особливостей нелінійних просторових коливань твердого тіла та систем твердих тіл присвячені роботи Р.Ф. Ганієва, В.О. Кононенка, М.Л. Коротенко [16].

Результати аналізу історії розвитку досліджень та практичного застосування науки про взаємодію колії та рухомого складу показують те, що досить широко вивчені питання вертикальної та горизонтальної динаміки та стійкості рейкових

						Арк.
						11
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

екіпажів при русі по рейковій колії, оптимізації ресорного підвішування, використання на рухомому складі гумометалевих та пневматичних пружних елементів і т.д.

1.2 Аналіз досліджень проблем взаємодії рухомого складу і рейкової колії

Проблема сталої взаємодії рухомого складу та колії знаходить широке відображення у матеріалах науково-практичних конференцій, галузевих журналах та збірниках. Так, на думку закордонних фахівців, пріоритетним є шлях послаблення напруженого стану у взаємодії системи «колесо-рейка». У США (Сполучені Штати Америки) прийнято програму стратегічних досліджень AAR щодо зниження сил і напружень, що виникають в інфраструктурі та рухомому складі при підвищенні осьових навантажень. Центр транспортних технологій (ТССІ) Асоціації Американських залізниць (ААЗ) та ряд дослідників [17] необхідність виділення в якості окремого напрямку розробок та досліджень такого роду обґрунтовує тим, що насправді завжди існують дві причини порушення працездатності будь-якого елемента: надмірна напруженість та недостатні фізичні властивості (наприклад, міцність, зносо- та корозійна стійкість) і тому методи, спрямовані на зниження напруженості, повинні використовуватися поряд з традиційними методами підвищення параметрів надійності та довговічності, що є більш ефективно і менш затратно. Особливу увагу вирішенню цієї проблеми приділяє і Міжнародна асоціація великовагового руху (ІННА) [18].

У програмі AAR розглядаються три основні аспекти досягнення поставленої мети:

- зниження рівня поперечних сил;
- зниження статичних та динамічних (у тому числі ударних) вертикальних навантажень;
- зниження контактних напружень у колесах та рейках.

						Арк.
						12
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Загальні причини, через які залізниці мають проблеми при існуючих значеннях осьових навантажень, криються в тому, що не забезпечуються нормальні умови контакту колесо-рейка за такими параметрами:

- існуючий стан колії та рухомого складу зумовлюють динамічні навантаження, які набагато перевищують статичні;
- за умовами допустимих контактних напружень величина площі контакту колеса та рейки недостатня для великих значень осьових навантажень та динамічних добавок.

Крім цього, допустимий об'ємно-напружений стан матеріалу колеса та рейки може бути порушено:

- «паразитними» силами тертя, що діють у межах контакту в горизонтально-поперечному напрямку;
- відносним проковзуванням, обумовленим наявністю жорстких зв'язків між усіма точками контактів поверхонь кочення стандартного колеса і головок рейки.

Особливо слід зазначити, що в процесі обґрунтування технічних рішень щодо збільшення осьового навантаження необхідно враховувати економічний аспект з урахуванням очікуваних витрат та очікуваного ефекту. На багатьох залізницях витрати в рейковому господарстві стоять на третьому місці після витрат на оплату праці та паливно-енергетичних ресурсів.

Тому комплексне вирішення проблеми забезпечення сталої взаємодії рухомого складу та колії є дуже актуальною проблемою.

Підбиваючи підсумки наведеного вище аналізу можна відзначити, що проблеми, що стоять перед залізничним транспортом різних країн ідентичні: взаємодія колеса та рейки є ключовою у проблемах залізничного руху.

Коло завдань, що розглядаються у представленій роботі, полягають у дослідженні силової взаємодії сучасного тягового рухомого складу з рейковою колією, а саме тепловоза ТЕ33А. Отримані в роботі результати дозволять в подальшому підійти до вирішення питань, що пов'язані із зниженням динамічної взаємодії та опору руху в системі «колесо – рейка», що забезпечить умови для значного підвищення осьових навантажень, ваги та швидкості руху.

					Арк. 13
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

2 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛОВОЗА ТЕ33А

2.1 Загальні відомості

Виробник тепловозів Тризуб – американська GE Transportation – компанія General Electric, заснована в 1910 році. Компанія випускає пасажирські та вантажні тепловози, залізничне обладнання, а також займається розробкою технологій керування залізничним транспортом. Тепловози GE TE33А Тризуб вона почала виробляти в 2009 році. Назву Тризуб тепловози отримали на честь центрів життя українців, які працювали в Пенсильванії в середині ХХ століття.

Довжина тепловоза – 21,8 метра, ширина – 3,1 метра, висота – 4,8 метра, вага – 144 тони.

Тепловоз оснащений V-подібним 12-циліндровим двигуном потужністю 4500 кінських сил, розташований у його центральній частині. Максимальна швидкість локомотива – 120 км/год, об'єм паливного бака Тризуба – 9000 літрів, запас піску – 1000 літрів, запас води – 1306 літрів.

Температурний діапазон нормальної роботи тепловоза – від -50 градусів Цельсія до +40 градусів Цельсія. Гарантійний термін експлуатації локомотивів – 40 років.

Діаметр коліс – 110 см, осьова формула 3х3.

Локомотив обладнаний високоміцним лобовим склом з електропідігрівом та дзеркалами заднього виду з електропідігрівом та дистанційним керуванням.

Кабіни машиніста у задній та передній частинах тепловоза оснащені шумоізоляцією, системою клімат-контролю, холодильником, плиткою для підігріву їжі, санвузлом.

Пульт управління контролює та відображає стан обладнання та експлуатаційних параметрів локомотива, здійснює самодіагностику систем та інформує машиніста про несправність.

У тепловозі є система автоматичного виявлення пожежі та пожежогасіння.

У локомотиві - 10% українських комплектуючих - елементи кабіни та корпусу, а також сигнальна та радіосистема.

					Арк. 14
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Порівняно з локомотивами, що експлуатуються сьогодні, Тризуб витрачає палива на 25-35% менше, мастильних матеріалів – на 50-80% менше та здійснює на 40% менше шкідливих викидів в атмосферу. Його необхідно обслуговувати раз на 90 днів – це у 30 разів рідше, ніж частота обслуговування у локомотивів, які експлуатуються зараз.

2.2 Основні конструктивні вузли тепловоза ТЕ33А

Даний тепловоз спроектований за технічними вимогами та стандартами для залізниць колії 1520 мм (рисунок 2.1-2.3).

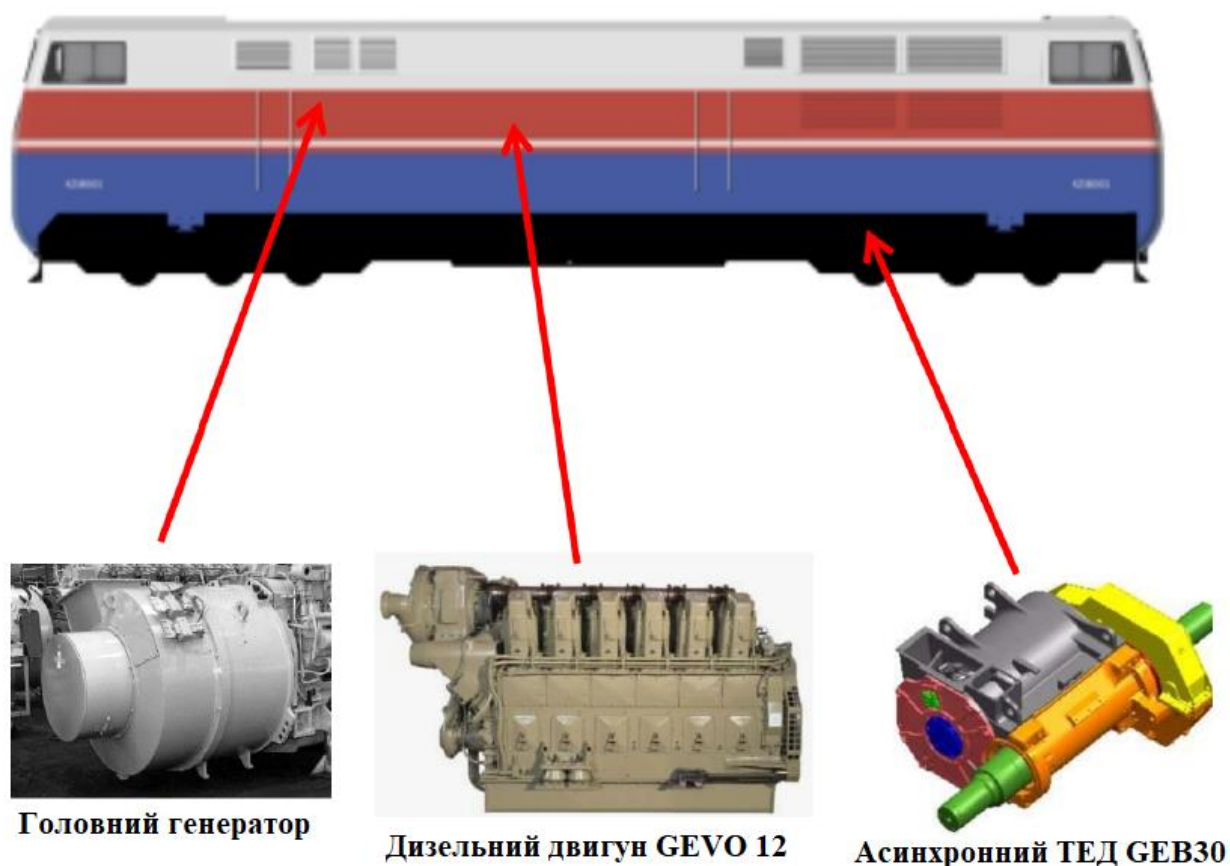


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд тепловоза ТЕ33А

Тепловоз ТЕ33А має двоступеневе ресорне підвішування (див. рис. 2.3). Буксова ступінь ресорного підвішування включає виті циліндричні пружини та вертикальні гідравлічні гасники коливань.

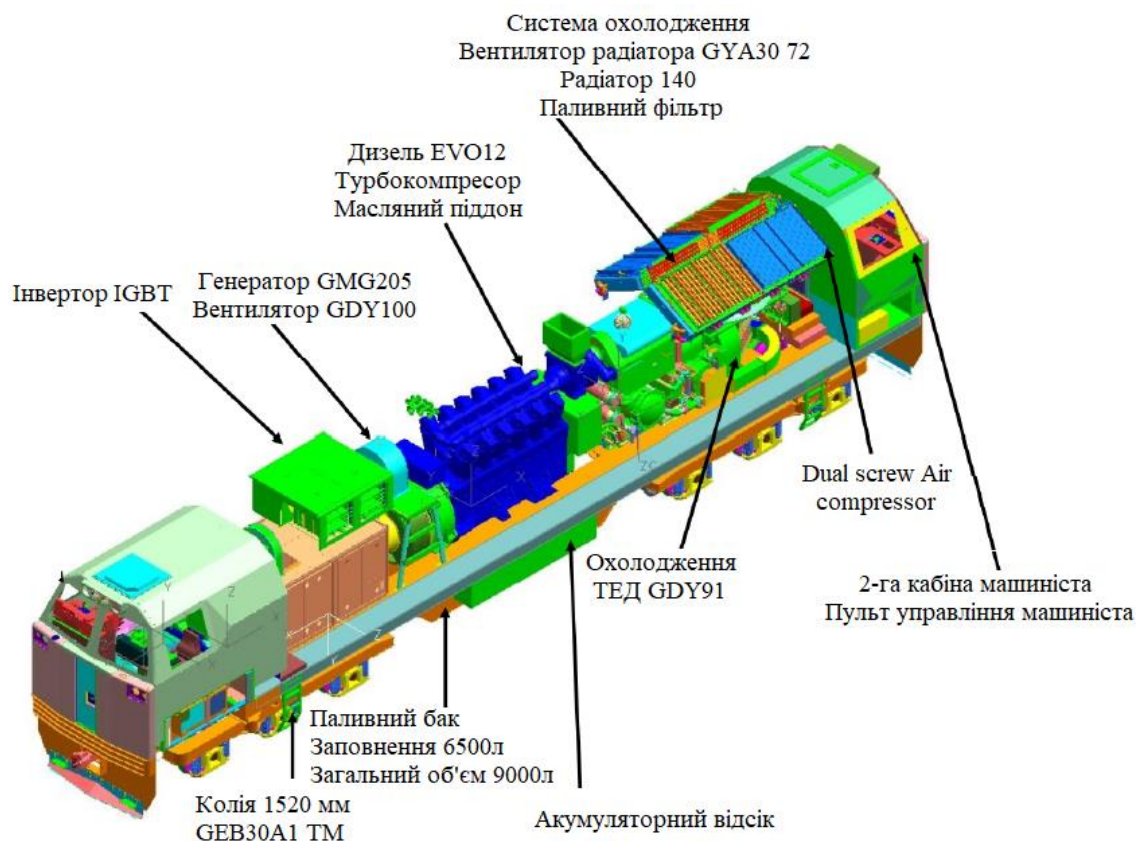


Рисунок 2.2 – Основні конструктивні вузли тепловоза ТЕ33А

У другій ступені підвішування застосовуються гумометалеві елементи та похилі гідравлічні демпфери. Конструкція ресорного підвішування передбачає можливість регулювання поколісної розвіски. Рама локомотива зварна, несучого типу, складається з двох кінцевих секцій та паливного бака. По обидва боки рами встановлені автозчіпки типу САЗ. По торцевих сторонах паливного бака встановлені акумуляторний ящик (з свинцево-кислотними батареями, що не обслуговуються) і головні повітряні резервуари, загальним об'ємом 1000 літрів.

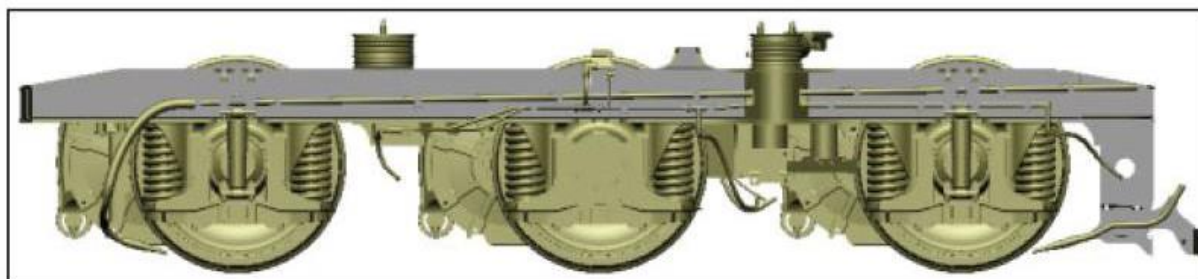


Рисунок 2.3 – Візок тепловоза ТЕ33А

На тепловозі застосований тривісний щелепний візок. Технічні рішення конструкції візка забезпечують мінімальне технічне обслуговування, зокрема елементів щелепних букс. Кузов спирається на візок за допомогою трьох гумометалевих опор, що забезпечує в експлуатації більш стійкий зв'язок кузова та візка. Передача сили тяги забезпечується за допомогою низькоопущеного шворня. Конструкція тягового приводу має опорно-осьове підвішування тягових електродвигунів із підшипниками кочення. Обертальний момент передається через односторонню зубчасту передачу.

Збільшення осьової потужності на тепловозі до 500 кВт вимагало відмовитися від бандажних колісних пар, з метою підвищення надійності та ресурсу колісних пар. Конструкція візка забезпечує можливість одиночного викочування колісних пар вниз без підйомки кузова і розточування колісних пар в умовах локомотиворемонтного депо.

Високі тягові та зчіпні властивості тепловоза ТЕ33А забезпечуються за рахунок використання унікальної системи керування тепловозом, дозволяють максимально використовувати потужність тепловоза, а бортова система діагностики забезпечує надійний контроль та моніторинг роботи обладнання в експлуатації. На тепловозі встановлено центральну систему.

Тепловоз має повністю модульну конструкцію. Основними модулями є: кабіни машиніста, відсік дизеля, відсік допоміжного обладнання, відсік повітродувки та радіаторний відсік. Монтаж відсіків та обладнання проводиться на рамі тепловоза. Локомотив оснащений двома кабінами машиніста. У кабіні передбачені місця для машиніста та помічника машиніста, а також відкидне сидіння машиніста-інструктора. Пульт машиніста спроектований з урахуванням вимог ергономіки. На пульті розташовані дисплеї системи керування тепловоза, блок індикації системи КЛУБ-У, пульт радіостанції типу РВС, контролер машиніста, електронний кран машиніста, рукоятка пильності, кнопка тифон/свисток, кнопка подачі піску, рукоятки керування освітленням та опаленням.

Конструкція кабіни машиніста забезпечує ефективну шумоізоляцію. Лобове

						Арк.
						17
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

скло оснащене системою електрообігріву. Для забезпечення мікроклімату встановлені обігрівачі та система опалення, вентиляції та кондиціювання повітря, яка встановлена у підкабінному просторі локомотива. У головній кабіні машиніста розташований санітарний вузол.

На тепловозі встановлений 12-циліндровий, V-подібний, 4-х тактний дизель GEVO V12 з газотурбінним наддувом. Сучасні технічні рішення, застосовані в дизелі, максимально відповідають вимогам до автономного тягового рухомого складу, що дозволяє в експлуатації значно скоротити витрати пального на тягу поїздів. Перевагою нового дизеля типу EVO є те, що у ньому знижений на 40 % рівень виділення вихлопних газів.

Основні технічні характеристики тепловоза ТЕ33А наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні технічні характеристики тепловоза ТЕ33А

Назва	Показники
Рід служби	вантажний
Осьова формула	3 ₀ -3 ₀
Номінальна потужність по дизелю, кВт	3356
Конструктивна швидкість, км/год.	120
Службова маса, т	138±2%
Навантаження від колісної пари на рейки, т/вісь	23,23±2%
Габарит	1-Т ГОСТ 9238-83
Ширина колії, мм	1520
Діаметр нового колеса по колу кочення, мм	1050
Дотична сила тяги тривалого режиму, кН (тс)	427 (43,54)
Швидкість тривалого режиму, м/с (км/год.)	6,67 (24)
Мінімальний радіус проходження кривих, м	125
Довжина по осям автозчіпок, мм	21894
Ширина (по рамі), мм	3120
Висота (по вихлопному патрубку), мм	4803
Міжшворнева відстань, мм	13701
Колісна база візка, мм	3700
Відстань від осі шворня до осі автозчіпки, мм	4096
Висота осі автозчіпки над рівнем головки рейки, мм	1100
Запас палива, л	6500 (9000)
Запас піску, л	1000
Запас води, л	1306
Об'єм дизельного масла, л	1280

3 РУХ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ

3.1 Загальні положення

Рух екіпажу у кривій слід розглядати з двох точок зору: статичного вписування та умов проходження кривої.

З погляду геометричного вписування – так званого статичного вписування, основним завданням є вивчення наступних питань:

- визначення факторів, що ускладнюють рух екіпажу у кривій ділянці колії;
- способи усунення даних факторів;
- геометричні елементи вписування;
- радіус заклинювання кривої.

З точки зору сил, що діють на екіпаж при проходженні кривої заданого радіусу з різними швидкостями, особливий інтерес представляють так звані направляючі сили, величина яких визначає безпеку руху екіпажу в кривій ділянці колії. Тут же визначаються максимально допустимі швидкості руху, при досягненні яких можливий схід екіпажу з рейок.

До основних причин сходу екіпажу з рейок відносяться:

- недотримання норм утримання (згідно ПТЕ) колії та рухомого складу;
- бокове відтискання зовнішньої рейки ($Y_n \geq 90 \text{ кН}$);
- перекидання рухомого складу в кривих ділянках колії;
- вкочування зовнішнього направляючого колеса на головку рейки.

3.2 Основні параметри колісної пари і рейкової колії, що визначають їх взаємне розташування

Відзначимо наступні параметри (рисунок 3.1): r – радіуси кіл кочення коліс колісної пари; 140 – ширина бандажа, мм; 1440 ± 3 мм – відстань між внутрішніми гранями бандажів (у рухомого складу при швидкості руху $V_{\text{констр.}} \leq 120 \text{ км/год}$); 1440_{-1}^{+3} мм – відстань між внутрішніми гранями бандажів (у рухомого складу при

					Арк. 19
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

швидкості руху $V_{\text{констр.}} > 120 \text{ км/год}$); $2S = 1580 \approx 1,6 \text{ м}$ – відстань між колами кочення коліс колісної пари; $S_p = (s_{p_0} + e)$ – рейкова колія – відстань між внутрішніми гранями головок рейок, причому тут $s_{p_0} = 1520^{+6}_{-4} \text{ мм}$ – рейкова колія в прямих ділянках колії; e – розширення рейкової колії в кривих, що залежить від радіуса; Δ_1 і Δ_2 – відповідно зазори у зовнішній і внутрішній рейці.

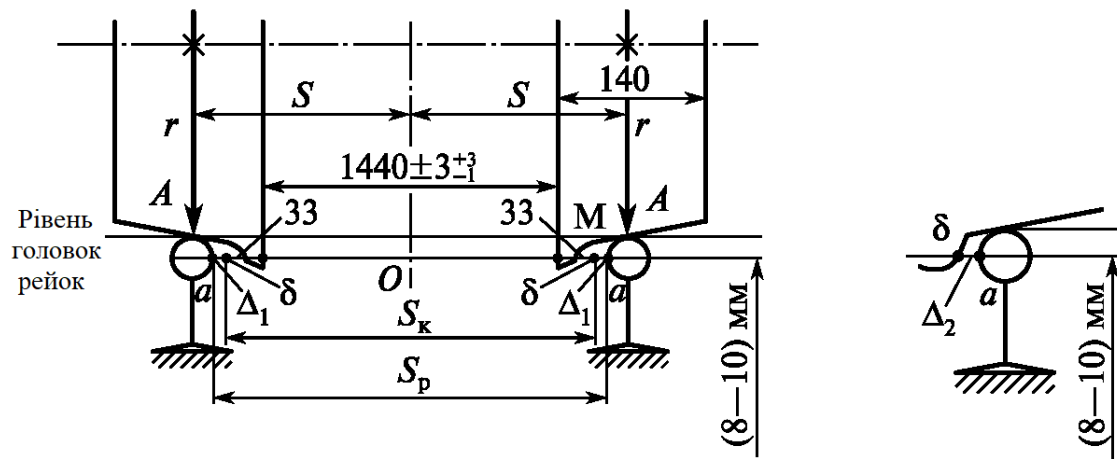


Рисунок 3.1 – Основні параметри колісної пари і рейкової колії, що визначають їх взаємне розташування

S_k – відстань між внутрішніми гранями гребнів бандажів, що виміряна 8-10 мм нижче рівня головок рейок, причому:

$$S_k = 1440 + 2 \cdot 33 = 1506 \text{ мм}, \quad (3.1)$$

Завдяки конусності поверхонь кочення бандажів колісна пара може переміщатися в поперечному напрямку всередині рейкової колії і кожен із зазорів Δ_1 та Δ_2 при цьому змінюватиметься в межах від $\Delta = 0$ до Δ .

При так званій «розбивці» кривої розширення e відкладається від середнього радіуса кривої у бік центру.

3.3 Основні фактори, які обмежують рух екіпажу в кривій, способи їх усунення

Основні фактори, що ускладнюють проходження екіпажу по кривій:

- жорстка посадка коліс на вісь колісної пари внаслідок різниці кіл кочення для зовнішнього та внутрішнього коліс, неминуче їх проковзування, що супроводжується додатковими силами тертя;
- колісні пари, розташовані в одній жорсткій рамі, встановлюються в ній паралельно один одному (не радіально!), що викликає додаткові проковзування та появу сил тертя від набігання на рейку;
- заклинювання екіпажу в кривій.

Положенням заклинювання називається таке положення екіпажу в рейковій колії, коли крайні колісні пари своїми гребнями бандажів притискаються зовнішньої рейки, а одна з проміжних (середніх) колісних пар прижимається гребнем внутрішньої рейки. Радіус кривої, в якій можливе заклинювання екіпажу, називається радіусом заклинювання. Зазвичай це має місце при $R \leq 100 - 110$ м.

Основні заходи, що забезпечують проходження екіпажу кривої:

- створення можливості поперечного переміщення колісних пар щодо рами в межах встановлених норм шляхом застосування безщелепних (повідкових) букс;
- застосування конусної поверхні кочення бандажів коліс, завдяки якій зовнішнє колесо проходить більший шлях при однаковій кількості обертів з внутрішнім колесом, що зменшує проковзування коліс по рейках;
- застосування лубрикації гребнів колісних пар, яка стабілізує темп зміни профілю колеса та робочої грані рейки (що надає важливий вплив на умови контакту колесо-рейка), а також зменшує проковзування коліс по рейках;
- зменшення жорсткої бази візка скороченням кількості колісних пар в одній рамі із збільшенням числа візків;
- застосування (у виняткових випадках) безгребневих коліс для проміжних (середніх) колісних пар.

					Арк. 21
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

3.4 Максимальна база екіпажу

При розгляді положення екіпажу в кривій можна побачити, що колісна пара вільно розташовується в кривій, якщо хоча б у одного з коліс між зовнішньою гранню гребня бандажа і внутрішньою гранню головки рейки є зазор (Δ_1 , Δ_2 або $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$). Це дозволяє отримати повне уявлення про вписування екіпажу в криву заданого радіусу з більш спрощеної схеми.

Для цього зроблено таку побудову.

По-перше, кожна рейка зображується лише однією лінією, що представляє внутрішню грань головки рейки. Потім сумістимо точки δ з точкою O , що лежить на поздовжній осі екіпажу. Тоді колеса перетворяться на одну точку, що знаходиться на середній поздовжній осі екіпажу, а між точками a , що лежать на лініях, що представляють внутрішні грані головок рейок, залишиться відстань Δ .

Аналогічно зробимо з усіма колісними парами, що входять в одну жорстку раму. Виходить одна із трьох схем (рисунок 3.2) тривісного екіпажу. Кожна з трьох колісних пар зображується у вигляді точки, в якій знаходяться два її колеса. Всі точки (колісні пари) розташовані на одній лінії (середня вісь візка).

У наведених схемах (див. рис. 3.2, *а* і 3.2, *б*) екіпаж вписується, так як між колесами всіх колісних пар і рейками є зазори, причому в схемі *а*, крайні колісні пари притиснуті до зовнішньої рейки (між колесами 1 і 5 і рейками немає зазору, а між колесами 2 і 6 і внутрішньою рейкою - повний зазор Δ). Що стосується середньої (другої колісної пари), то вона розташувалася так, що не притиснута до жодної з рейок. Її зовнішнє колесо 3 має зазор із зовнішньою рейкою Δ_1 , а внутрішнє колесо 4 має зазор із внутрішньою рейкою Δ_2 .

Схема *б*, представляє одне з крайніх положень, коли екіпаж ще вписується, але знаходиться «на межі заклинювання», коли крайні колісні пари притиснуті до зовнішньої рейки, а середня - до внутрішньої. І тут подальше збільшення жорсткої бази робить вписування вже неможливим. Тут ми отримали максимальну базу екіпажу, з якою він ще вписується у криву заданого радіусу.

						Арк.
						22
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

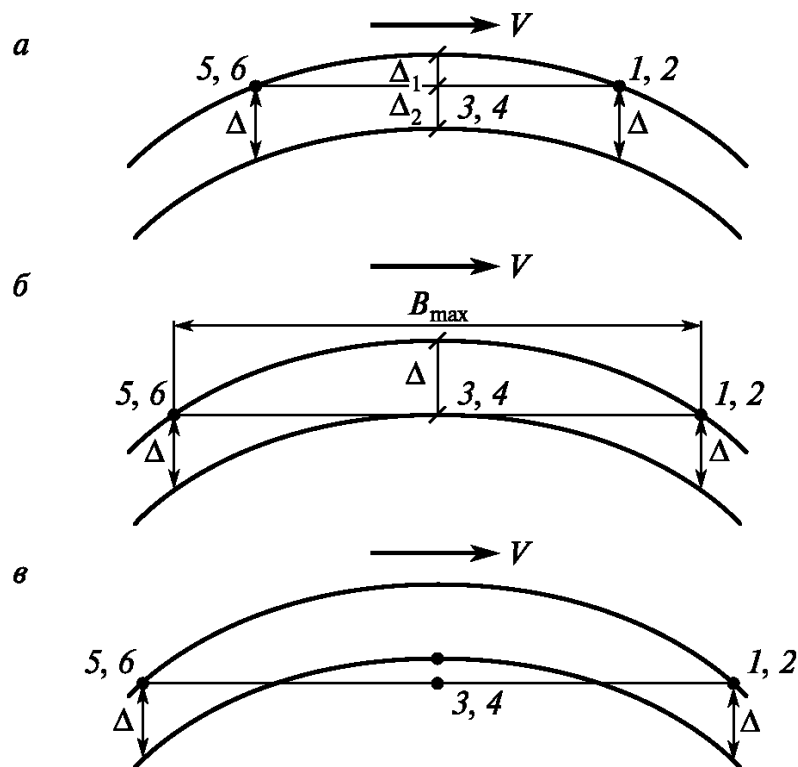


Рисунок 3.2 – Вписування екіпажу в криву заданого радіусу

a – положення тривісного екіпажу в кривій; *б* – схема одного з крайніх положень «на грані заклинювання»; *в* – вихід за межі колії зазорів середньої колісної пари

На схемі *в*, представлений варіант, коли екіпаж своєю середньою колісною парою вийшов за межі колії зазорів. Отже, його рух у кривій заданого середнього радіусу не забезпечується.

Положення екіпажу в кривій за схемою (див. рис. 3.2, *б*) є граничним за умовами вписування. При подальшому збільшенні його бази вписування в криву цього радіусу стає неможливим. Таке положення, коли екіпаж своїми крайніми колісними парами притиснутий до зовнішньої рейки, а однією з проміжних колісних пар – до внутрішньої, називається положенням заклинювання (рисунок 3.3).

Із (див. рис. 3.3) видно, що:

$$Ad = \frac{B_{\max}}{2}; Cd = \Delta; OA = R_{\text{зов}}, \quad (3.2)$$

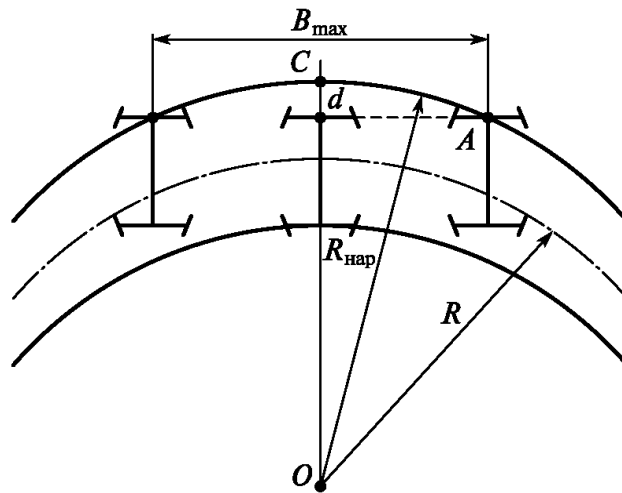


Рисунок 3.3 – Положення заклинювання колiсної пари

Тодi

$$Ad = \frac{B_{\max}}{2} = \sqrt{(OA^2 - Od^2)} = \sqrt{R_{\text{н}}^2 - (R_{\text{н}} - \Delta)^2} = \sqrt{2R\Delta}, \quad (3.3)$$

$\Delta^2 \ll R_{\text{н}}$ i його можна не враховувати, а $R_{\text{н}}$ прийняти рiвним середньому радіусу, внаслідок їх незначної різниці. Звідси випливає, що кривій заданого радіусу відповідає максимальна база:

$$B_{\max} \approx 2\sqrt{2R\Delta} \approx 2,82\sqrt{R\Delta}, \quad (3.4)$$

Побудуємо залежності максимальної бази візка від радіуса кривої та зазору між колесом колiсної пари та внутрішньою гранню головки рейки (рисунок 3.4).

Встановлено, що збільшення радіуса кривої ділянки колiї призводить до того, що ймовірність заклинювання візка в рейковій колiї зменшується, та дозволяє проходити дану ділянку із збільшеними швидкостями при відповідному підвищенні зовнішньої рейки. Аналогічні процеси силової взаємодії рухомого складу з рейкою колiєю відбуваються i при збільшенні зазору між гребенем колеса колiсної пари та внутрішньою гранню головки рейки.

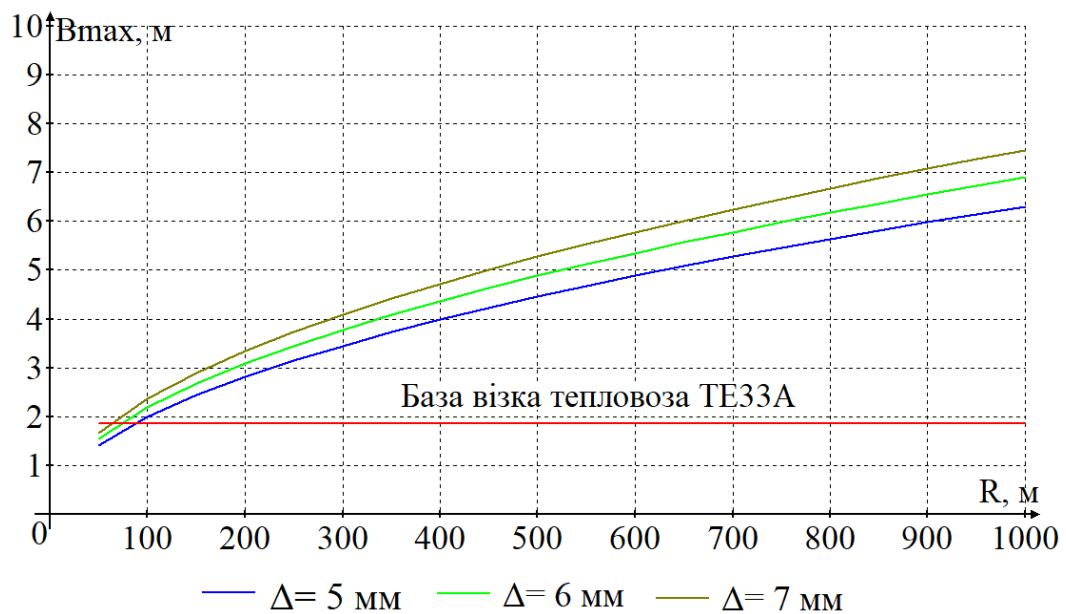


Рисунок 3.4 – Залежності максимальної бази візка від радіуса кривої за зазору між колесом та головкою рейки

3.5 Положення екіпажу в кривій ділянці колії

При прийнятому напрямку руху в залежності від швидкості (величини відцентрової сили C) перша колісна пара є набігаючою (напрямною) і тому завжди притискатиметься до зовнішньої рейки (рисунок 3.5). Остання по ходу колісна пара (точка 2) залежно від швидкості руху (величини C) може бути притиснута до зовнішньої рейки, розташувавшись по хорді, або зайняти положення, коли вона виявиться притиснутою до внутрішньої рейки.

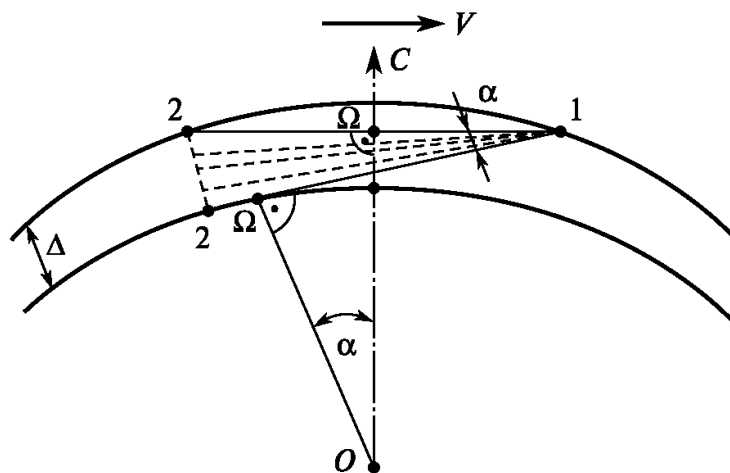


Рисунок 3.5 – Положення екіпажу під час його руху в кривій

Перше положення екіпажу називається хордовим (положення високих швидкостей), а друге – найбільшим перекосом (положення малих швидкостей). Між цими двома крайніми положеннями теоретично можливо безліч проміжних, відповідних різним швидкостям руху (показані пунктиром).

Нехай екіпаж з жорсткою базою AB рухається по кривій постійного радіусу з незмінною (встановленою) швидкістю $V = \text{const}$, переміщаючись з положення 1 в положення 2 (рисунк 3.6, а).

За прийнятих умов ($R = \text{const}$ і $V = \text{const}$) перпендикуляр, опущений на поздовжню вісь екіпажу, завжди опиниться в одній і тій же точці Ω на лінії екіпажу.

У цьому випадку перехід екіпажу з положення 1 в положення 2 можна представити як результат двох рухів, що відбуваються в той самий проміжок часу:

- переміщення поступальне паралельно самому собі (із A_1B_1 в A_3B_3);
- переміщення обертове навколо точки Ω на кут α (A_3B_3 в A_2B_2).

Точка Ω перетину перпендикуляра з центру кривої з поздовжньою віссю екіпажу називається центром (полюсом) повороту екіпажу при його русі в кривій.

З (див. рис. 3.6, б), випливає, що при хордовому положенні екіпажу центр повороту знаходиться точно в середині його бази і найчастіше збігається з центром ваги, також з точкою прикладання відцентрової сили C . В екіпажах з несиметричним розвантаженням ці два центри можуть не співпадати по довжині, тоді центр повороту розташовується на деякій відстані x_c від центру ваги.

У положенні найбільшого перекосу (див. рис. 3.6, в) центр повороту зміщується в бік останньої колісної пари на найбільшу величину $x_{\text{снп}}$, причому при радіусі кривої і жорсткій базі екіпажу отримуємо:

$$\frac{\Delta}{B} \cong \frac{x_{\text{снп}}}{R}, \quad (3.5)$$

						Арк.
						26
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

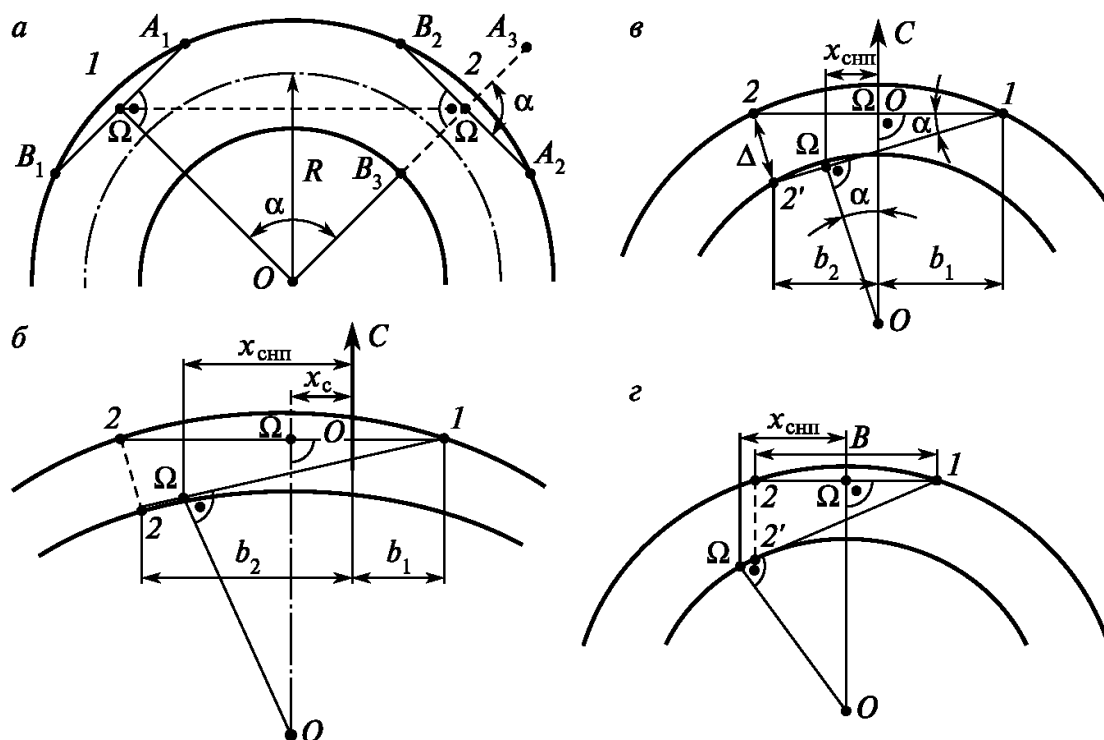


Рисунок 3.6 – Центр повороту екіпажу під час руху кривою:

а – переміщення з положення 1 в положення 2; *б* – хордове становище екіпажу;
в – положення найбільшого перекосу; *г* – положення екіпажу з малою базою в кривій великого радіусу

$$x_{\text{спп}} = \frac{\Delta R}{B}, \quad (3.6)$$

Таким чином, залежно від швидкості руху центр повороту може перебувати на поздовжній осі екіпажу на відстані.

$$0 \leq x_c \leq x_{\text{спп}}, \quad (3.7)$$

З (див. рис. 3.6, *г*), випливає, що у екіпажів з малою базою в кривій значного радіуса центр повороту може виявитися за межами бази. Отже, при хордовому положенні $x_c = 0$, а при найбільшому перекосі $x_c = x_{\text{спп}}$.

Розрахункові схеми дії направляючих зусиль представлені на (рисунок 3.7).

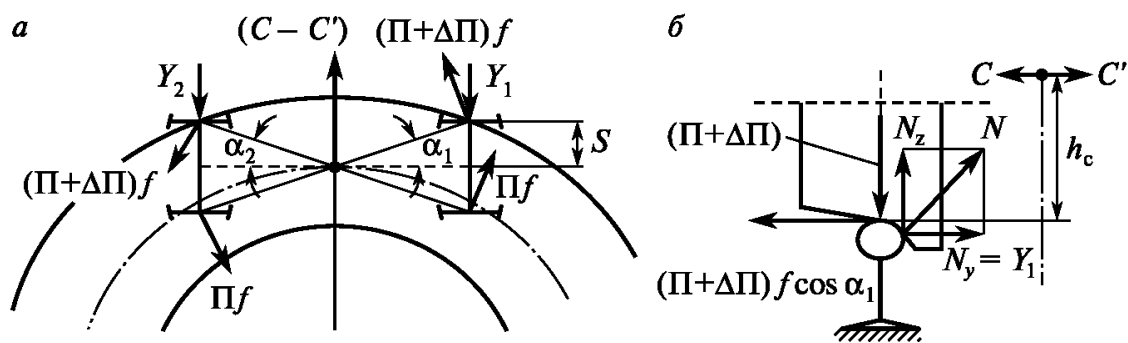


Рисунок 3.7 – Направляюче зусилля, що діє на набігаючу колісну пару:

а – схема дії зусиль; б – сили, що діють на набігаючу колісну пару

Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на першу (направляючу) колісну пару:

$$Y_1 - (C - C') - (\Pi + \Delta\Pi) f \cos \alpha_1 = 0, \quad (3.8)$$

Звідси знаходимо:

$$Y_n = Y_1 = (C - C') + (\Pi + \Delta\Pi) f \cos \alpha_1, \quad (3.9)$$

$$C = \frac{mV^2}{2R}, \quad (3.10)$$

$$\cos \alpha = \frac{B}{\sqrt{B^2 + 4S^2}}, \quad (3.11)$$

$$\Delta\Pi = (C - C') \frac{h_c}{2S}, \quad (3.12)$$

$$C' = \frac{mg}{n} \cdot \frac{h}{2S}, \quad (3.13)$$

де C – відцентрова сила, кН;

						Арк.
						28
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- m – маса екіпажу, т;
 V – швидкість, м/с;
 R – радіус кривої, м;
 B – база екіпажу, м;
 $2S$ – відстань між колами кочення коліс колісної пари, м;
 h_c – висота центру ваги екіпажу над рівнем верху головки рейки, м;
 h – підвищення зовнішньої рейки, м;
 n – число колісних пар.

Після підстановки вказаних значень, отримаємо:

$$Y_1 = Y_n = \frac{m}{2R} \left[\left(1 + \frac{h_c}{2S} f \cos \alpha \right) V^2 + \frac{gR}{n} f \cos \alpha \right], \quad (3.14)$$

Необхідно зазначити, що отриманий вираз для Y_n справедливий тільки для хордового положення екіпажу, коли $x_c = 0$ і $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

Розглянемо момент, коли екіпаж вже зайняв хордове положення, але направляюче зусилля на останню по ходу колісну пару ще виникло, тобто $Y_2 = 0$.

Розрахункові схеми представлені на (рисунок 3.8).

Рівняння сил, які діють на заднє колесо, має вигляд:

$$(\Pi + \Delta\Pi) f \cos \alpha = C - C', \quad (3.15)$$

При врахуванні підвищення зовнішньої рейки ($h \neq 0$):

$$V_{\min \text{ хп}} = \sqrt{\frac{gR}{n} \cdot \frac{\left(\frac{h}{S} + f \cos \alpha - \frac{h \cdot h_c}{2S^2} f \cos \alpha \right)}{\left(1 - \frac{h_c}{2S} f \cos \alpha \right)}}, \quad (3.16)$$

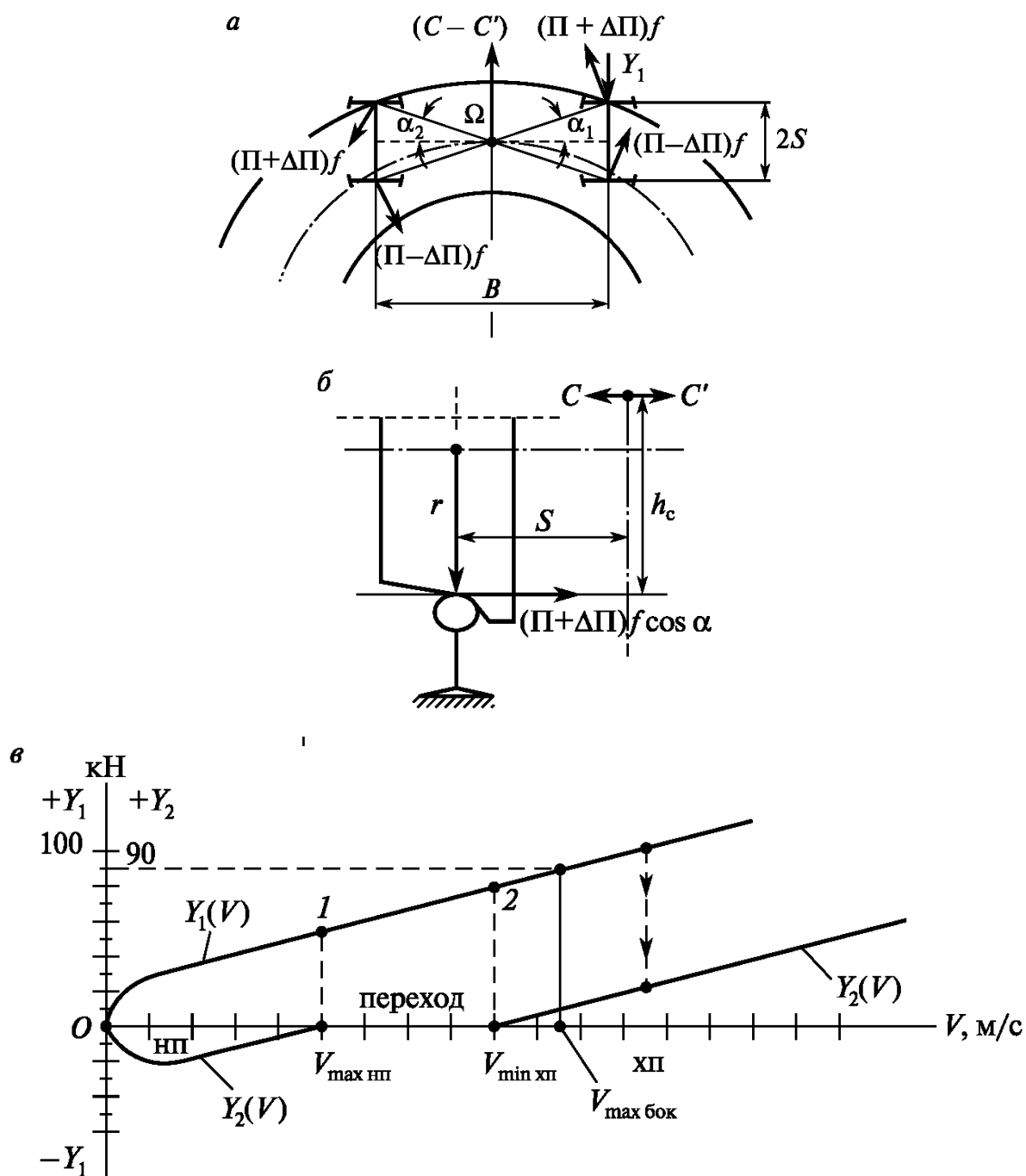


Рисунок 3.8 – Визначення швидкості початку хордового положення екіпажу

a – положення екіпажу в кривій; b – взаємодія колеса та рейки; c – графік залежності направляючих зусиль від швидкості руху екіпажу

без урахування підвищення зовнішньої рейки ($h = 0$):

$$V_{\min \text{ хп}} = \sqrt{\frac{gR}{n} \cdot \frac{f \cos \alpha}{\left(1 - \frac{h_c}{2S} f \cos \alpha\right)}}, \quad (3.17)$$

При всіх швидкостях $V_{\text{хп}} \geq V_{\text{min хп}}$ положення екіпажу в кривій заданого радіусу буде залишатись хордовим.

Підставляючи послідовно вибрані значення $V \geq V_{\text{min хп}}$ у вирази для Y_1 , які отримані для хордового положення, знайдемо величини Y_1 при цих V .

Значення Y_2 при цих же значеннях отримаємо, розв'язуючи рівняння сил для хордового положення екіпажу:

$$Y_1 + Y_2 = C - C', \quad (3.18)$$

$$Y_2 = (C - C') - Y_1, \quad (3.19)$$

Вказані залежності дозволять побудувати хордову частину залежності $Y_{1,2} = f(V)$ в довільно вибраному масштабі.

Для визначення максимальної швидкості найбільшого перекосу використаємо розрахункову схему, що наведена на (рисунок 3.9).

Рівняння сил, що діють на задню колісну пару, що притискається своїм бандажем до внутрішньої рейки, але не здійснюючи бокового тиску, приймає вигляд:

$$(\Pi - \Delta\P) f \cos \alpha_2 - (C - C') = 0, \quad (3.20)$$

При врахуванні підвищення зовнішньої рейки ($h \neq 0$):

$$V_{\text{max хп}} = \sqrt{\frac{gR}{n} \cdot \frac{\left(1 + \frac{h}{S} + \frac{h \cdot h_c}{2S^2} f \cos \alpha_2\right)}{\left(1 + \frac{h_c}{2S} f \cos \alpha_2\right)}}, \quad (3.21)$$

без урахування підвищення зовнішньої рейки ($h = 0$)

						Арк.
						31
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$V_{\max \text{ нп}} = \sqrt{\frac{gR}{n} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{h_c}{2S} f \cos \alpha_2\right)}}, \quad (3.22)$$

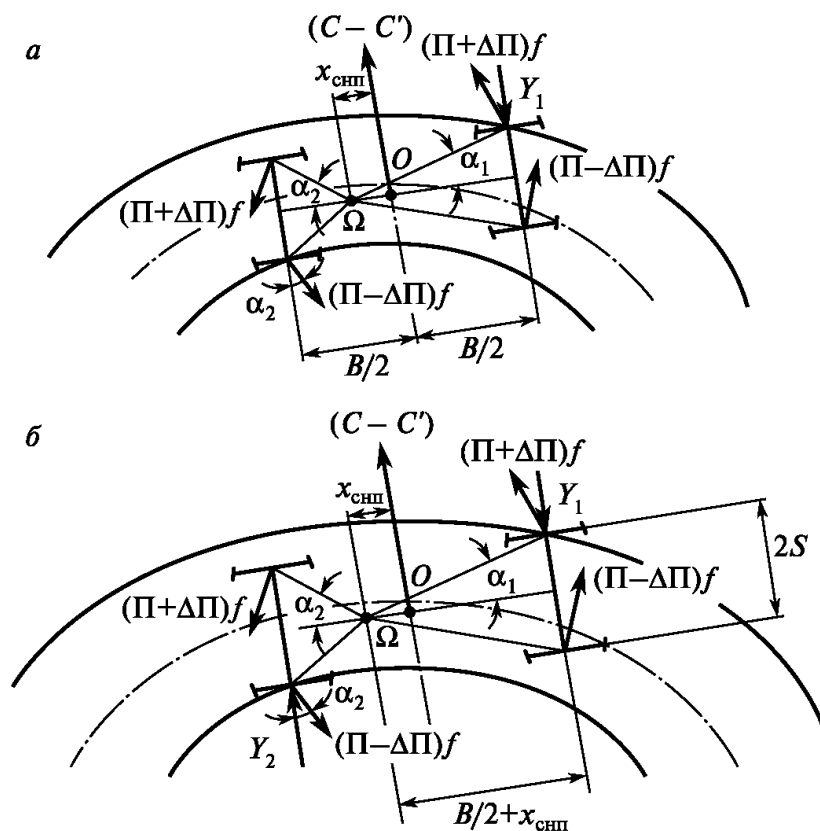


Рисунок 3.9 – Визначення максимальної швидкості найбільшого перекосу:

а – дія сил на задню колісну пару; *б* – положення найбільшого перекосу

При всіх $V < V_{\max \text{ нп}}$ екіпаж займає в кривій заданого радіуса положення найбільшого перекосу.

4 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА ТЕЗЗА В КРИВУ ДІЛЯНКУ КОЛІЇ

4.1 Складання рівнянь рівноваги та знаходження максимально допустимих швидкостей руху

Рішення задач динамічного вписування передбачає визначення максимальної швидкості руху локомотива в кривій, при якій забезпечуються безпека руху і комфортабельність для обслуговуючого персоналу і пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величини бокових зусиль на рейки та пружне відтискання рейок під дією цих зусиль. Надмірна величина бокового зусилля може привести до вкочування колеса на рейку і сходу, а велика величина відтискання – до розшивання колії [19].

Критерієм комфортабельності є величина непогашеного прискорення α_n . Його величина не повинна бути більше 0,7 м/с. Це – максимальне прискорення, при якому людина не переживає почуття страху при вході екіпажу в криву.

При динамічному вписуванні визначаються горизонтальні зусилля, що передаються колесами локомотивного екіпажу на головки рейок. На рухомий локомотив в кривій діє значна кількість сил, весь комплекс яких, врахувати не завжди вдається. Тому динамічне вписування виконують з деякими припущеннями, оскільки враховується тільки наступні сили:

- горизонтальні складові сили тертя в точці дотику бандажів та рейки $F_1 - F_6$;
- відцентрова сила локомотива C ;
- горизонтальна складова ваги локомотива, що виникає від підвищення зовнішньої рейки в кривій C_1 ;
- бокові реакції з боку рейок (направляючі зусилля) $Y_1 - Y_6$;
- боковий тиск коліс на головки рейок $Y'_1 - Y'_6$, що являють різницю між направляючими зусиллями і силами тертя бандажів об рейки;
- повертаючі сили та моменти за наявності в екіпажі повертаючих пристроїв, а також моменти тертя в опорах.

					Арк. 33
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Реакції з боку головок рейок є зовнішніми силами, що направляють рух екіпажу в кривій. Цей рух може бути представлено у вигляді безперервної суми двох рухів – поступального уздовж подовжньої осі екіпажу та обертального навколо точки, так званої центром повороту або полюсом візка Ω . Відстань від осей колісних пар до центра повороту візка називають полюсною відстанню.

Залежно від швидкості руху тепловоза в кривій візок може займати або положення найбільшого перекосу, коли перша колісна пара притиснена до зовнішньої рейки, а задня - до внутрішньої, або положення вільної установки, коли задня колісна пара не передає зусилля на рейки, або положення високих швидкостей (установка по хорді), коли обидві колісні пари притиснуті до зовнішньої рейки. Перпендикуляри, опущені з центра кривої на лінії баз візків дають положення центрів повороту останніх.

Залежності направляючих зусиль $Y_1 = f(V)$, $Y_3 = f(V)$ і бокового тиску $Y' = f(V)$ зазвичай називають динамічним паспортом локомотива в горизонтальній площині. Для побудови цього паспорта необхідно розв'язати систему рівнянь рівноваги візка для різних її положень в кривій, обумовлених швидкістю руху локомотива.

Візок вважається таким, що знаходиться в рівновазі, якщо сили і моменти, прикладені до нього, врівноважуються зовнішніми силами, тобто реакціями рейок. Для переднього візка реакціями рейок є направляючі зусилля Y_1 і Y_3 .

Спочатку викреслюється схема візка тепловоза та наносяться всі основні сили та моменти, що діють на нього. Для нанесення на схему центра повороту Ω припускається, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (направляючий) колісної пари визначається за формулою:

$$x_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_d}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (4.1)$$

де $2\sigma + \Delta$ – ширина колії зазорів, мм;

						Арк.
						34
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

b – база візка, м;

R_d – радіус кривої для динамічного вписування, м.

Ширина колії зазорів $2\sigma + \Delta$ при динамічному вписуванні приймається мінімальною з урахуванням припустимих відхилень від номінальних розмірів.

Згідно ПТЕ:

– на прямих ділянках колії і на кривих радіусом 350 м і більше:

$$2\sigma = 1520_{-4}^{+6} - (1440_{-3}^{+3} + 2 \cdot 33_{-8}^0) \text{ – при швидкості руху до 120 км/год.}$$

– при радіусі кривої від 349 до 300 м – $\Delta = 10$ мм;

– при радіусі кривої 299 мм і менше – $\Delta = 15$ мм.

Рівняння рівноваги має вигляд:

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0 \\ Y_1 x_1 - C x_2 + C_1 x_2 + Y_3 x_3 - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 x_3 = 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

де Y_1, Y_3 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка в кривій;

C – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на візок;

C_1 – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій;

F_1, F_2, F_3 – сили тертя в опорних точках коліс, що направлені перпендикулярно променям r_1, r_2, r_3 ;

$S \approx 0,8$ м – половина відстані, між колами кочення бандажів коліс.

Норми допустимих швидкостей руху встановлюються виходячи з показників динаміки, міцності металоконструкцій, впливу на колію прискорення при проходженні кривих ділянок колії, стійкості від сходу коліс з рейок.

Допустима швидкість в кривих ділянках колії різних радіусів за умовами непогашеного прискорення не повинна перевищувати значення, яке

						Арк.
						35
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

знаходиться за формулою:

$$V = \sqrt{13R \left(a_{\text{н.п.}} + \frac{hg}{S_1} \right)}, \quad (4.3)$$

де R – радіус кривої, м;

$a_{\text{н.п.}}$ – величина непогашеного прискорення, приймається $0,7 \text{ м/с}^2$;

h – підвищення зовнішньої рейки, м;

S_1 – відстань між осями рейкових ниток, приймається 1600 мм ;

g – прискорення вільного падіння, приймається $9,81 \text{ м/с}^2$.

На основі проведених досліджень було знайдено максимально допустимі швидкості руху тепловоза ТЕ33А в залежності від радіусу кривої ділянки колії (рисунок 4.1).

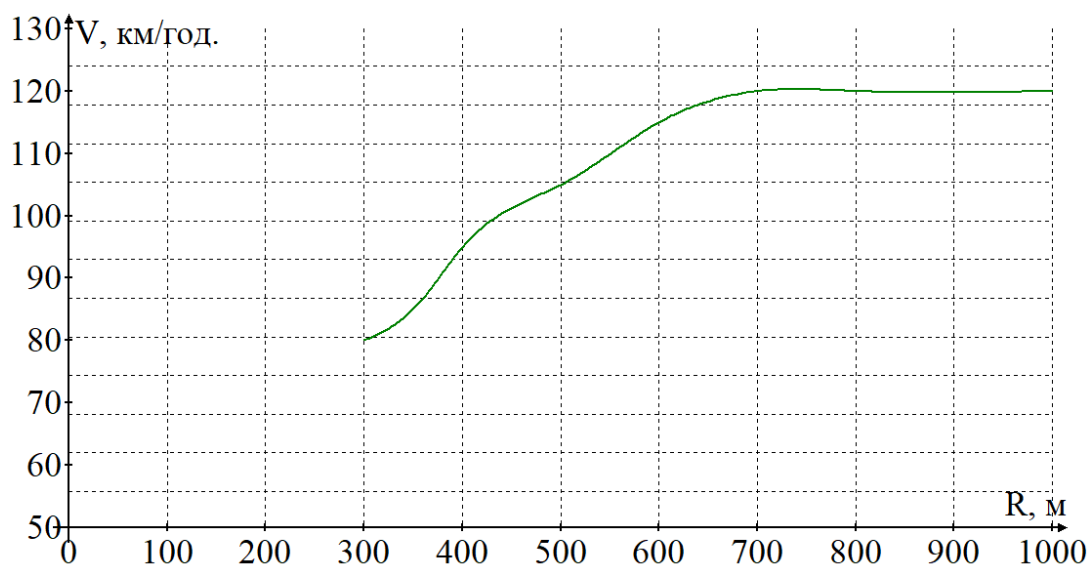


Рисунок 4.1 – Залежність допустимої швидкості руху тепловоза ТЕ33А від радіуса кривої ділянки колії

Аналіз (див. рис. 4.1) показує, що збільшення радіусу кривої призводить до зменшення силового впливу тепловоза ТЕ33А на рейкову колію, та як наслідок дозволяє експлуатацію зі збільшеними швидкостями руху, забезпечуючи при цьому динамічні показники та показники безпеки руху.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

- розглянуто етапи розвитку досліджень питань забезпечення безпечних умов експлуатації рухомого складу, при його взаємодії з рейковою колією;
- показано пріоритетні шляхи покращення умов взаємодії рухомого складу з рейковою колією, що використовуються закордонними фахівцями;
- розглянуто основні конструктивні вузли тепловоза ТЕ33А компанії General Electric;
- проаналізовано будову основних конструктивних елементів, що мають вплив на взаємодію тепловоза ТЕ33А з рейковою колією, а саме двоступеневого ресорного підвішування, вузлів передачі вертикальних, горизонтальних сил та моментів;
- розглянуто основні причини сходу екіпажу з рейкової колії;
- встановлено ширину колії зазорів, яка приймається мінімальною з урахуванням взаємного розташування колісної пари та рейкової колії;
- проаналізовано основні фактори, які обмежують рух екіпажу в кривій та розглянуто способи їх усунення;
- побудовано залежності максимальної бази візка від радіуса кривої та зазору між колесом та головкою рейки;
- побудовано залежність допустимої швидкості руху тепловоза ТЕ33А від радіуса кривої ділянки колії, забезпечуючи при цьому динамічні показники та показники безпеки руху.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		37

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Шахунянц Г.М. Расчеты верхнего строения пути. – М.: Трансжелдориздат, 1959. 264 с.
2. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Вериго, М.Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес / Вериго М.Ф. – М., Транспорт, 1992. 56 с.
4. Вериго, М. Ф. Основные требования к подвижному составу по воздействию на путь / М. Ф. Вериго, С. С. Крепкогорский // Науч. тр. ВНИИЖТ, 1962. – вып. 248. – С. 210 – 302.
5. Лазарян, В. А. Вынужденные колебания вагонов при движении по периодическим неровностям пути / В. А. Лазарян, В. Д. Данович, Л. А. Манашкін // Тр./ ДИИТ, 1969. – Вып. 99. – С. 26 – 31.
6. Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания / В. А. Лазарян. – М.: Трансжелдориздат, 1964. – 255 с.
7. Лазарян, В. А. Колебания надрессорных частей грузовых вагонов / В. А. Лазарян, В. Ф. Ушкалов // Тр./ ДИИТ, 1965. – Вып. 55. – С. 8 – 32.
8. Галиев, И. И. О движении колесной пары по неравноупругому пути / И. И. Галиев, В. А. Нехаев // Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотива и вагонов/ Темат. сб. науч. тр. – Омск, 1981.– С. 48 – 57.
9. Камаев, А.А. Воздействие на путь в круговых кривых тележек со свободно вращающимися колесами / А.А. Камаев, М. И. Сорока, Ф. И. Колпаков // Динамика подвижного состава железных дорог: науч. труды Брянского ин-та трансп. машин. Брянск, 1971. – Вып. 23. – С.156 – 159.
10. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути / Л. О. Грачева // Тр./ ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1968. – Вып. 356. – 207 с.
11. Ушкалов В. Ф. Случайные колебания колесных экипажей, движущихся по жесткому основанию со случайными неровностями // Вестник ВНИИЖТ. М. ВНИИЖТ, 1971. С. 5-9.
12. Ушкалов В.Ф., Резников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика

						Арк.
						38
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько, Киев: Наукова думка, 1982. 346 с.
13. Ершков, О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых / О. П. Ершков // Тр./ ВНИИЖТ, 1966. – 235 с.
 14. Кудрявцев, Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н. Н. Кудрявцев // Тр./ВНИИЖТ, 1965. – Вып. 287. – 168 с.
 15. Коган, А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь / А. Я. Коган // Тр./ ВНИИЖТ, 1969. – Вып. 402. – 206 с.
 16. Коротенко, М. Л. Исследование устойчивости движения рельсовых экипажей и определение их рациональных параметров. – Автореф. дисс. на соискание учен. степ. доктора техн. наук, ДИИТ, 1974. – 34 с.
 17. Иванов А.В. Конструкция и динамика тепловоза/ А.В. Иванов. – М.: Транспорт, 1974. – 332 с.
 18. Харрис, У. Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./ У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
 19. Бобирь Д.В., Нечаев Є.Г., Болжеларський Я.В. Теорія та конструкція локомотивів. Методичні вказівки до курсового проектування. Розділ «Динамічне вписування тепловоза в криву». – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2009. – 21 с.