

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

**ПРИСТРОЇ ЗВ'ЯЗКУ КУЗОВА ЛОКОМОТИВА
З ВІЗКАМИ**

*Конспект лекцій
з дисципліни*

«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»

**Частина 2
МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТРС**

Харків – 2021

Пристрої зв'язку кузова локомотива з візками: Конспект лекцій. Ч. 2. Механічна частина ТРС / Д. О. Аулін, О. О. Анацький, О. В. Клименко, В. І. Коваленко. – Харків: УкрДУЗТ, 2021. – 54 с.

Конспект лекцій відповідає напряму підготовки здобувачів базової вищої освіти 273 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Локомотиви та локомотивне господарство» з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Викладено вимоги до конструкції ресорного підвішування тягового рухомого складу, принципи розрахунку технічних характеристик, конструкцій основних вузлів систем ресорного підвішування. Призначено для студентів III – V курсів усіх форм навчання.

Лл. 44, бібліогр.: 7 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 08 лютого 2021 р., протокол № 13.

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

ЗМІСТ

Тематичний план навчальної дисципліни.....	4
Вступ.....	4
1 Призначення з'єднань кузова з візками. Особливості руху візка в рейковій колії.....	6
2 Загальні положення та класифікація вузлів з'єднань кузова з візками.....	16
3 Основні конструкції зв'язків кузова з візками. З'єднання без пружного поперечного зв'язку. З'єднання кузова і візка з жорстким шворнем.....	17
4 З'єднання кузова і візка з пружним поперечним зв'язком.....	23
5 Умови безпечного руху екіпажної частини. Допустимі швидкості руху.....	47
Висновки.....	52
Контрольні питання.....	53
Список літератури.....	54

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

1 Призначення з'єднань кузова з візками. Особливості руху візка в рейковій колії.

2 Загальні положення та класифікація вузлів з'єднань кузова з візками.

3 Основні конструкції зв'язків кузова з візками З'єднання без пружного поперечного зв'язку. З'єднання кузова і візка з жорстким шворнем.

4 З'єднання кузова і візка з пружним поперечним зв'язком

5 Умови безпечного руху екіпажної частини. Допустимі швидкості руху.

ВСТУП

Пристрої механічної частини в значній мірі визначають безпеку руху тягового рухомого складу (ТРС), його міцність, віброзахисні і тягові властивості. Тому вивчення принципів роботи і пристроїв механічної частини, умов роботи їх в експлуатації, способів підтримки їх працездатності має бути невід'ємною частиною комплексу знань у процесі навчання студентів, що спеціалізуються в галузі тягового рухомого складу. Метою дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Механічна частина» є вивчення:

- пристроїв механічної частини ТРС, її еволюції;
- принципів вибору параметрів і проектування окремих елементів механічної частини;
- методів розрахунку елементів механічної частини і оптимізації їх конструкції.

Цей розділ дисципліни дає можливість фахівцеві розуміти фізичну основу низки конструкторських рішень, прийнятих при проектуванні механічної частини, опанувати методи аналізу причин несправності механічної частини і розробляти ефективні заходи щодо їх виявлення та усунення. «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Механічна частина» базується на знаннях, здобутих студентами при вивченні дисциплін: «Вища

математика», «Фізика», «Теоретична механіка», «Інформатика», «Електричні залізниці».

Вивчивши цей розділ дисципліни, студент повинен знати:

- пристрій механічної частини вітчизняного магістрального серійного і дослідного ТРС;
- призначення окремих елементів механічної частини, режими і умови їх роботи;
- принципи вибору параметрів окремих елементів механічної частини;
- методи розрахунку вузлів механічної частини на міцність при дії статичних і динамічних навантажень.

Студент також повинен вміти:

- проводити обґрунтований відбір параметрів і конструкцій окремих вузлів механічної частини;
- здійснювати оцінку прийнятого конструкторського рішення з точки зору габариту рухомого складу, безпеки руху, міцності і довговічності.

Вивчивши дисципліну, студент повинен мати уявлення:

- про сучасні досягнення в галузі магістрального локомотивобудування;
- перспективи розвитку конструкцій механічної частини ТРС;
- сучасні методи оптимізації та автоматизації розрахунків конструкцій із застосуванням сучасних комп'ютерних програм.

У другій частині конспекту лекцій розглянуто будову, призначення, принципи роботи і класифікацію різних конструкцій пристроїв зв'язку кузовів локомотивів з візками. Для закріплення вивченого матеріалу наприкінці конспекту лекцій подано контрольні питання.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ З'ЄДНАНЬ КУЗОВА З ВІЗКАМИ. ОСОБЛИВОСТІ РУХУ ВІЗКА В РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ

План лекції:

Призначення з'єднань кузова з візками. Особливості руху візка в рейковій колії

Пристрої з'єднання кузова локомотива з рамою візка мають забезпечувати:

- передачу поздовжніх, вертикальних і поперечних сил між рамою візка та рамою кузова;
- можливість повороту візка відносно кузова в горизонтальній площині для зниження дії сил, що направляють екіпаж у кривих.

Ці вимоги є необхідними, але не повністю достатніми для забезпечення задовільних динамічних характеристик сучасних локомотивів.

Крім вертикальних коливань, локомотиви здійснюють коливання в поперечній площині по відношенню до осі рейкової колії. Насправді, при русі локомотива відбуваються коливання у вертикальній і поперечній площинах одночасно, але для спрощення аналізу цих коливань прийнято їх розглядати окремо.

На практиці помічено, що при великих швидкостях руху рухомого складу відбуваються досить великі поперечні або, як іноді називають, горизонтальні коливання локомотива. Кажучи про такі коливання, мають на увазі три види коливань: віднесення рухомого складу по осі y , виляння φ_z (коливання навколо вертикальної осі) і бічне хитання φ_x (коливання навколо поздовжньої осі). Зазвичай осі координат розташовані таким чином: вісь x – уздовж осі рейкової колії; вісь y – горизонтально поперек осі колії; вісь z – перпендикулярно вгору відносно осі колії [1].

На збудження горизонтальних коливань локомотива крім нерівностей залізничної колії в горизонтальній площині впливає колісна пара з конусним бандажем.

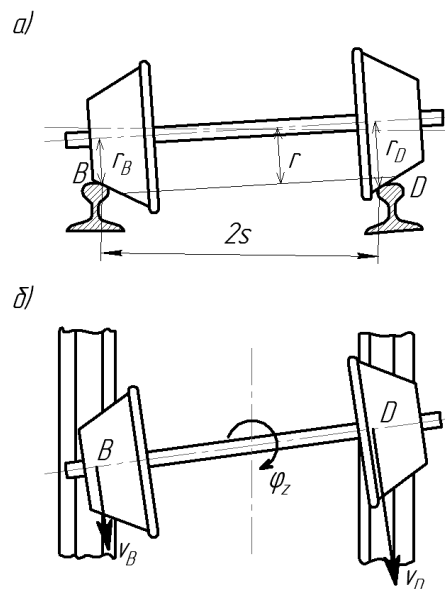
На етапі розвитку залізниць колесо з конусним бандажем було необхідним, щоб забезпечити «вписування» при вході в

криву ділянку колії і сприяти рівномірному зносу поверхні кочення колеса (бандажа).

Зі збільшенням швидкостей руху екіпажів по рейковій колії конусний бандаж став однією з причин нестійкого руху екіпажів у рейковій колії.

Зазвичай при аналізі руху колісної пари, розглядають два випадки: рух ненавантаженої колісної пари (кінематику руху) і колісної пари, навантаженої вагою екіпажа (динаміку руху).

Колісна пара є частиною конуса, який котиться по напрямних, і неможливо прокатати конус у прямому напрямку. Завжди будуть виникати причини, які сприяють зміні радіусів кочення коліс, і будуть виникати повороти колісної пари φ_z навколо вертикальної осі z через різницю лінійних швидкостей коліс (рисунок 1).



а – виникнення кута у вертикальній площині; б – виникнення кута у горизонтальній площині

Рисунок 1 – Виникнення кута повороту колісної пари при зміні радіуса кочення коліс

Гребінь бандажа є елементом, який направляє колесо в рейковій колії. В результаті взаємодії однієї рейки з гребенем відбувається зміна руху колісної пари і вона рухається до іншої рейки. Таким чином, виникає звивистий рух колісної пари (рисунок 2).

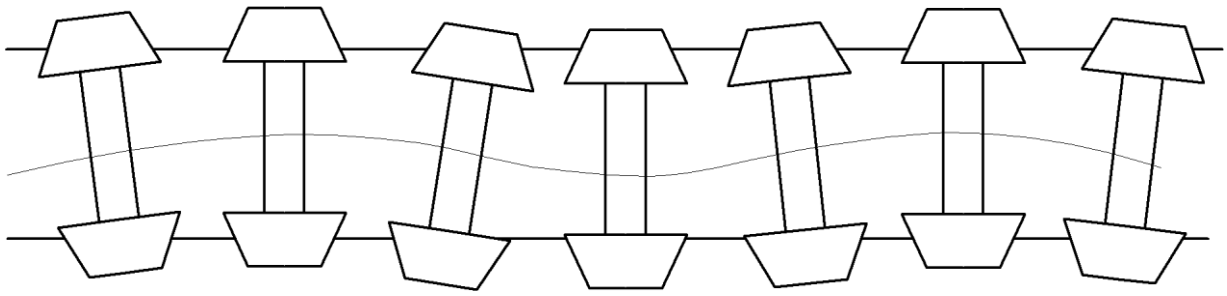


Рисунок 2 – Звивистий рух одиночної колісної пари

При навантаженій колісній парі в місцях контакту коліс (бандажів) з рейками виникає деформація матеріалу коліс і рейки, в результаті кочення виникають сили пружного псевдоковзання – сили крипу. Силу крипу зазвичай поділяють на дві складові: поздовжню і поперечну (рисунок 3).

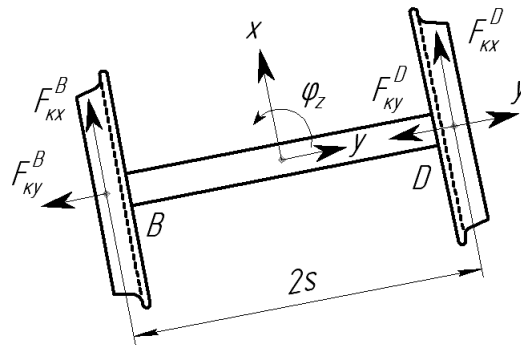


Рисунок 3 – Сили крипу в контактах коліс із рейками

У загальному вигляді складові для коліс B і D визначаються за формулами:

$$F_{kx} = k \frac{\Delta V_x}{V}, \quad (1)$$

$$F_{ky} = k \frac{\Delta V_y}{V}, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт крипу, який залежить від властивостей матеріалу колеса і рейки, радіусів головки рейки і бандажа;

V – лінійна швидкість руху екіпажа уздовж колії;

$\Delta V_x, \Delta V_y$ – лінійна швидкість ковзання коліс у місці контакту.

З урахуванням руху колеса (бандажа) за координатами y і φ_z сили крипу мають вигляд:

$$F_{kx} = k \left(\frac{i}{r} \dot{y} - s \frac{\dot{\varphi}_z}{V} \right), \quad (3)$$

$$F_{ky} = k \left(\frac{\dot{y}}{V} + \varphi_z \right), \quad (4)$$

де i – конусність бандажа в точці контакту колеса з рейкою;
 r – радіус колеса по колу катання;
 s – половина відстані між точками контакту коліс із рейками поперек колії.

Якщо розглянути фізичний зміст складових, що входять у вираз сил крипу, то можна зазначити, що є складові, які залежать від швидкостей координат φ_z і y . А це демпфувальні сили, тобто сили, які розсіюють енергію коливань. Таким чином, сили крипу мають природу демпфувальних сил. У виразах сил крипу коефіцієнти при швидкостях координат руху колісної пари залежать від швидкості руху екіпажа в мінус першому степені. Це означає, що зі збільшенням швидкості руху демпфувальні сили будуть зменшуватися і в результаті цього будуть виникати коливання виляння і віднесення колісних пар з наростаючими амплітудами при збільшенні швидкості руху.

У результаті цього збільшуються сили взаємодії колісних пар з рейками і знижується коефіцієнт стійкості коліс проти викочування на рейки. В результаті при великих горизонтальних силах взаємодії колеса з рейкою може статися схід екіпажа з рейок.

Швидкість руху екіпажа, при якій відбувається інтенсивне виляння колісних пар, називають критичною швидкістю. Критична швидкість має бути вищою в 1,73 разу за конструкційну швидкість екіпажа, тобто швидкість, на яку ведуть розрахунок міцності всіх конструкцій локомотива.

Процес руху колісної пари по синусоїдальній траєкторії (за відсутності збуджень на рейках у вигляді нерівностей)

характеризується періодом коливань і довжиною хвилі виляння (синусоїдального руху центру мас колісної пари в плані).

Формули для обчислення періоду і довжини хвилі виляння можна отримати з розгляду кінематичних умов кочення колісної пари без проковзування коліс.

Період коливань одиночної колісної пари визначається за формулою

$$T = \frac{2\pi}{\omega_k} = \frac{2\pi}{V} \sqrt{\frac{rs}{i}}. \quad (5)$$

Довжина хвилі виляння в метрах

$$L_B = TV = 2\pi \sqrt{\frac{rs}{i}}. \quad (6)$$

Як видно, довжина хвилі виляння колісної пари не залежить від швидкості руху.

Для незношеного конусного бандажа $i = \frac{1}{20}$, приймаючи $s = 0,8$ м, отримуємо

$$L_B = 25,12\sqrt{r}. \quad (7)$$

Для локомотивного колеса з діаметром бандажа 1250 мм довжина хвилі виляння одиночної колісної пари $L_B = 19,86 \approx 20$ м.

Частоти синусоїдальних коливань колісної пари, Гц, залежать від швидкості руху:

$$f_k = \frac{V}{2\pi} \sqrt{\frac{i}{rs}}. \quad (8)$$

Для локомотивної колісної пари

$$f_k \approx 0,014V. \quad (9)$$

При швидкості 100 км/год частота виляння одиночної колісної пари дорівнює 1,4 Гц.

Колісні пари в сучасних локомотивах мають безззорний зв'язок з рамою візка і тому довжина хвилі виляння і частоти коливань колісної пари у візку визначаються за іншою формулою, яка враховує вплив жорсткої рами візка на рух колісної пари.

Довжина хвилі виляння в цьому випадку

$$L_T = 2\pi \sqrt{\frac{rs}{i}} \cdot \sqrt{1 + \frac{\sum_{i=1}^n a_i^2}{ns^2}}, \quad (10)$$

де a_i – відстань від i -ї колісної пари до центру ваги візка;
 n – число колісних пар у візку.

Для двовісного візка з базою $2a = 2,6$ м

$$L_T = L_B \cdot \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 1,3^2}{2 \cdot 0,8^2}} = L_B \cdot 1,908. \quad (11)$$

При жорсткому зв'язку колісних пар з рамою візка довжина хвилі виляння колісної пари у візку (а також, і власне, візка) збільшується майже у два рази.

Частота виляння двовісного візка при жорстко закріплених колісних парах і при слабо навантажених колесах дорівнює

$$f_K = \frac{V}{2\pi} \sqrt{\frac{i}{rs}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2a^2}{2 \cdot s^2}}} \quad (12)$$

або

$$f_K = 0,00799 \cdot V. \quad (13)$$

Таким чином, при швидкості 100 км/год частота виляння візка буде дорівнювати 0,799 Гц.

У реальних умовах колісні пари навантажені і зв'язок колісної пари з рамою візка не є абсолютно жорстким і тому реальні значення частот виляння візка вищі за названі величини. На сучасному тяговому рухомому складі зв'язок колісних пар з

рамою візка здійснюється за допомогою повідків з пружними шарнірами. На рисунку 4 показані залежності частот коливань виляння одиночної колісної пари електровоза (суцільна лінія) і двовісного візка (пунктирна лінія). Точками показані усереднені значення частот виляння візка, експериментально отримані при випробуванні електровоза, розташування яких підтверджує сказане вище [2].

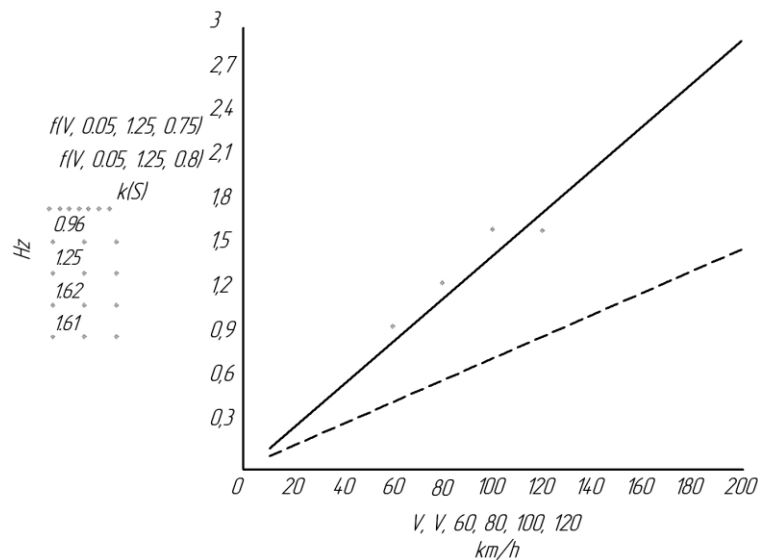


Рисунок 4 – Залежності частот коливань виляння одиночної колісної пари електровоза (суцільна лінія) і двовісного візка (пунктирна лінія)

Коливання виляння і віднесення візка пов'язані з коливаннями бічного хитання кузова, його вилянням і віднесенням. Коливання візка можуть викликати інтенсивні коливання кузова за цими координатами, якщо їх власні частоти збігаються при будь-якій швидкості руху з коливаннями виляння візка.

Зазвичай коливання бічного хитання на локомотивах є в діапазоні 0,8 – 0,9 Гц, їх резонансні коливання відбуваються на низьких швидкостях руху.

При швидкостях руху понад 70 км/год інтенсивність коливань виляння візків зазвичай збільшується. При цьому збільшуються бічні сили впливу на колію, що призводить до зсуву рейко-шпальної решітки.

Навіть сьогодні інтенсивні коливання візків у горизонтальній площині є перешкодою для збільшення швидкостей руху на залізницях. Інтенсивному вилянню візків сприяє знос профілю кочення бандажа і профілю головки рейки.

Нині виникло поняття ефективної конусності для обліку зносу коліс і рейок. Наближено можна обчислити цю величину за формулою

$$i_{ef} = \frac{i}{1 - \frac{r_p}{r_{\sigma}}} \quad (14)$$

де i – конусність бандажа колісної пари при її середньому положенні в колії;

r_p – радіус головки рейки;

r_{σ} – радіус бандажа.

При нових бандажах і рейках $i_{ef} > i$, але при припрацюванні колеса і рейки (прокаті) радіуси r_p і r_{σ} зближуються і i_{ef} зростає, досягаючи значень 0,2-0,3.

Для зниження впливу на колію в горизонтальній площині при коливаннях виляння візків і поліпшення плавності ходу необхідно зменшувати масу екіпажа, що взаємодіє з колією в поперечній площині.

Для цього масу всього екіпажа поділяють на масу кузова і масу візків, а для швидкісних екіпажів – на маси колісних пар з тяговим приводом і маси двигунів. З'єднують ці маси за допомогою пружних зв'язків, які являють собою пружні елементи, які вже розглядалися у ресорному підвішуванні у вертикальній площині.

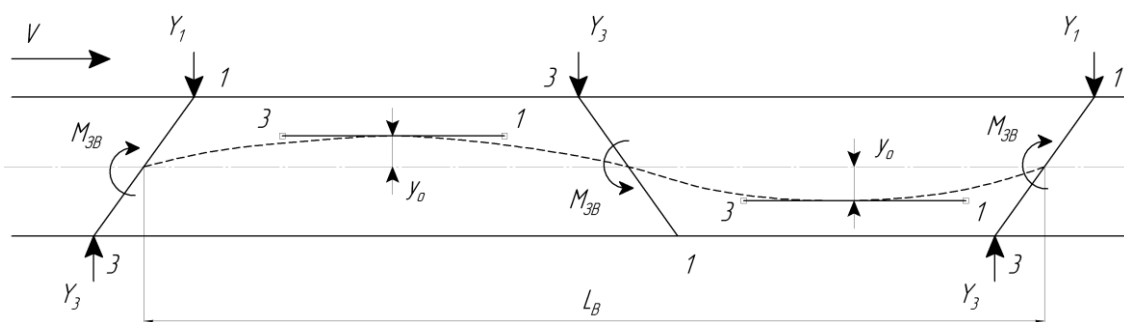
Через наявність поперечних зазорів між гребенями коліс та головками рейок колісні пари при русі виляють, тобто сприймають одночасно кутові і поперечні коливання. Разом з колісними парами виляють візки, а в ряді випадків і кузов локомотива.

Звивистий рух візка виникає за рахунок конічної форми бандажів та сил пружного ковзання бандажів по рейках. Тому це

явище має характер автоколивань і виникає без наявності зовнішніх зусиль (рисунок 5).

Швидкість, при якій динамічні напрямні (рамні) сили досягають свого гранично допустимого рівня, називають критичною швидкістю (рисунок 6). Для зниження дії динамічних напрямних сил і підвищення критичної швидкості застосовують:

- зменшення конічної поверхні бандажів (високошвидкісний рухомий склад);
- збільшення кількості осей у візку та бази візка. При цьому погіршуються характеристики проходження кривих;
- введення пристроїв, які утворюють зертальний момент візка $M_{зв}$. Цей момент прагне повернути візок у співвісне з кузовом положення;
- застосування пристроїв для розсіювання енергії кутових коливань візка за рахунок створення демпфувального моменту візка M_{ϕ} .



--- – траєкторія руху центру візка; Y_1, Y_3 – напрямні сили, що діють на колісні пари; L_B – довжина хвилі виляння візка (довжина хвилі віднесення візка); y_0 – амплітуда поперечних переміщень візка (амплітуда віднесення); ϕ_z – амплітуда кутових переміщень візка (амплітуда повороту)

Рисунок 5 – Спрощена схема звивистого руху візка

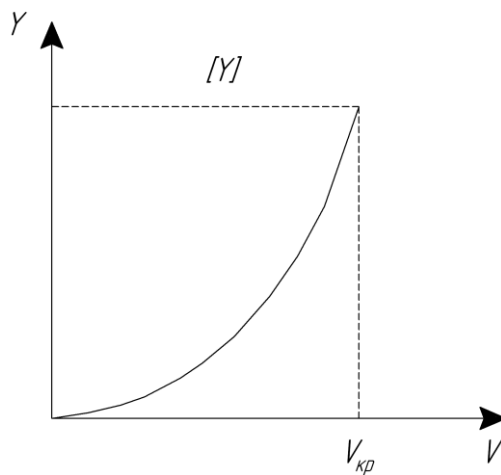


Рисунок 6 – Залежність величини напрямних (рамних) сил від швидкості

Наявність і збільшення зертального $M_{зв}$ та демпфувального $M_о$ моментів дозволяє збільшити критичну швидкість $V_{кр}$, але перешкоджає повороту візка. Наслідком є збільшення напрямних сил у кривих, а також при проходженні горизонтальних нерівностей рейкової колії. Оскільки динамічні напрямні сили в прямих ділянках рейкової колії залежать не тільки від швидкості, а і від мас, що беруть участь у поперечних коливаннях, для збільшення критичних швидкостей на локомотивах було введено пружний поперечний зв'язок кузова і візка (ППЗ) [3].

Відмова від жорсткого шворня приводить:

- до відокремлення поперечних коливань від кузова;
- зменшення еквівалентної маси, яка бере участь у поперечних коливаннях;
- зменшення напрямних сил і збільшення критичної швидкості.

Після введення в конструкцію локомотивів ППЗ виникла можливість зменшення зертального та демпфувального моментів, що суттєво покращило характеристики проходження екіпажем кривих.

2 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ВУЗЛІВ З'ЄДНАНЬ КУЗОВА З ВІЗКАМИ

План лекції:

Загальні положення та класифікація вузлів з'єднань кузова з візками

З'єднання кузова з візком може бути втілено різним чином. Умовно покажемо (рисунок 7) площини кузова і візка, які між собою мають бути пов'язані в 6 координатах. Зв'язок з координування (поздовжня) показано у вигляді жорсткого стержня. З цієї координати передаються сили тяги і гальмування від візка до кузова (сили уздовж колії). Зв'язки з координатами (бічна) і (вертикальна) показані у вигляді пружних елементів. Координати, що характеризують кути повороту кузова відносно осей, позначені як i . Можливі три підходи до реалізації вузлів з'єднань (зв'язків) кузова з візком [4].

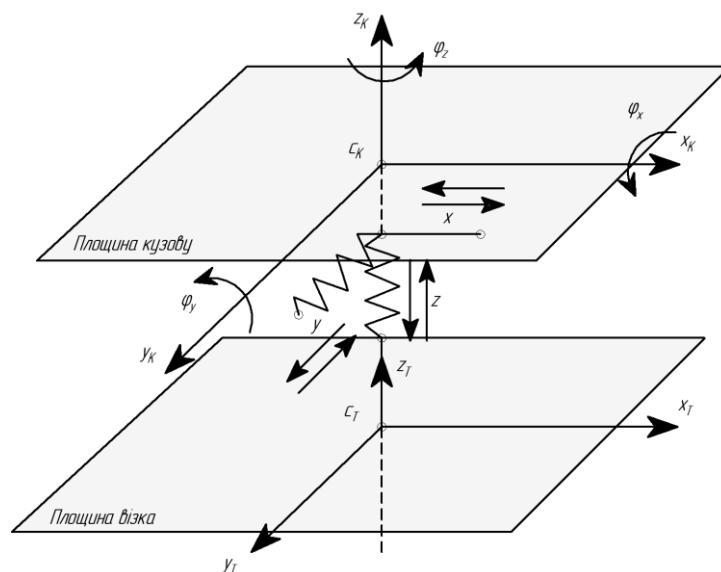


Рисунок 7 – Зв'язок кузова і візка за різними координатами

1 Багатоцільовий – використання одного і того самого елемента для здійснення зв'язків у багатьох координатах; у цьому випадку вузол порівняно простий, маса його невелика, але досягти оптимальних характеристик зв'язку за всіма координатами не вдається.

2 Виділення для зв'язків з кожної з координат окремого пристрою, що має оптимальні для даного конкретного випадку характеристики. При цьому конструкція виходить більш складною.

3 Комбінація двох перших з переважанням одного або іншого залежно від конкретних вимог, що висуваються до рухомого складу.

Основні параметри з'єднань кузова з рамою візка:

- зертальний момент $M_{зв}$ має центрувати візок у прямих, але не суттєво перешкоджати повороту візка в кривих;

- демпфувальний момент $M_{д}$ має розсіювати енергію кутових коливань візка в прямих, але не суттєво перешкоджати проходженню кривих;

- для локомотивів з ППЗ зертальна сила візка B має не суттєво перешкоджати поперечному переміщенню візка в прямих, але різко зростати для нормального проходження локомотивом кривих;

- демпфувальна сила візка $F_{д}$. Величина $F_{д}$ залежить від необхідних швидкостей руху. На пасажирських локомотивах для створення $F_{д}$ застосовують, як правило, гідравлічні демпфери. На локомотивах з конструкційною швидкістю до 120 км/год демпфування поперечних коливань візка не застосовується.

3 ОСНОВНІ КОНСТРУКЦІЇ ЗВ'ЯЗКІВ КУЗОВА З ВІЗКАМИ. З'ЄДНАННЯ БЕЗ ПРУЖНОГО ПОПЕРЕЧНОГО ЗВ'ЯЗКУ. З'ЄДНАННЯ КУЗОВА І ВІЗКА З ЖОРСТКИМ ШВОРНЕМ

План лекції:

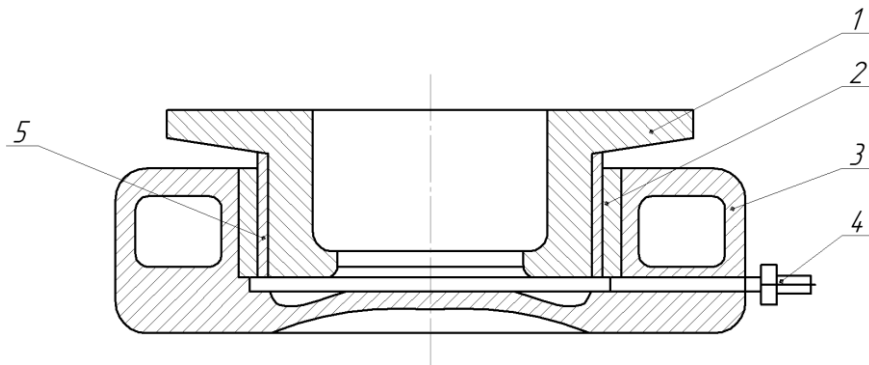
Основні конструкції зв'язків кузова з візками. З'єднання без пружного поперечного зв'язку. З'єднання кузова та візка з жорстким шворнем

Такі з'єднання допускають кутовий поворот візка відносно рами кузова, але не допускають поперечних переміщень візка

Особливості конструкції:

- передача вертикальних навантажень через шворінь;
- значний діаметр шворня;
- високий момент тертя у шворні, який перешкоджає повороту візка;
- підвищений знос спрягнень, що призводить до збільшення зазорів, і як наслідок до збільшення ударних навантажень.

Шворневе з'єднання з боковими опорами ковзання, що застосовується на тепловозах ТЕМ2, ТГМ4, ТГМ6 (рисунки 10, 11)



1 – шворінь; 2 – змінна втулка; 3 – шворнева балка; 4 – трубка;
5 – кільце

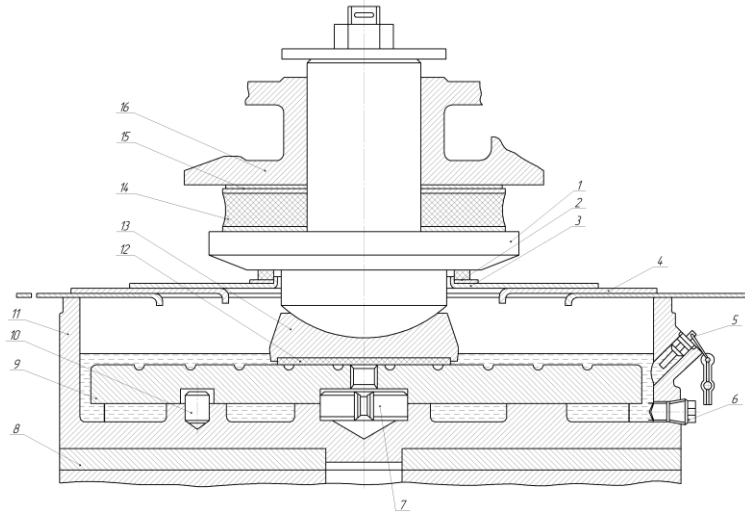
Рисунок 10 – Шворінь тепловоза ТЕМ2

Шворінь, крім передачі поздовжніх і поперечних сил, є ще і вертикальною віссю обертання візка відносно кузова. Відносний кут повороту може досягати 3-4°. Жорсткий шворінь 1 (рисунок 10) входить у гніздо литої шворневої балки 3, що з'єднує поперечні балки рами візка. У гніздо вставляється змінна втулка 2, приварена до балки переривчастим швом. Для запобігання зносу шворня на нього надіто приварене кільце 5. Втулка і кільце виконані зі сталі 45 або 60Г і термооброблені. Гніздо заповнюється осьовим мастилом, яке поповнюється через трубку 4.

Особливості конструкції:

- шворінь звільнений від передачі вертикальних навантажень, це дало змогу зменшити силу тертя у шворневому вузлі та його знос;

- зменшений момент тертя, що перешкоджає повороту візка;
- момент тертя в бокових опорах ковзання не повинен бути більшим за значення, при яких візки втрачають здатність обертатися на горизонтальних нерівностях колії та центруватися на прямих ділянках при виході з кривих;
- відсутність зворотного моменту $M_{зв}$.



- 1 – опора; 2 – кільце; 3 – прокладка; 4 – листи захисні; 5 – рівень мастила; 6 – пробка; 7 – фіксатор; 8 – боковина рами візка; 9 – плита опорна; 10 – штифт; 11 – корпус опори; 12 – прокладка текстолітова; 13 – гніздо; 14 – амортизатор; 15 – прокладка регулювальна; 16 – кронштейн опори

Рисунок 11 – Бокова опора ковзання

Шворневе з'єднання з боковими роликowymi опорами, що застосовується на тепловозах 2ТЕ10Л, 2М62 (рисунок 12)

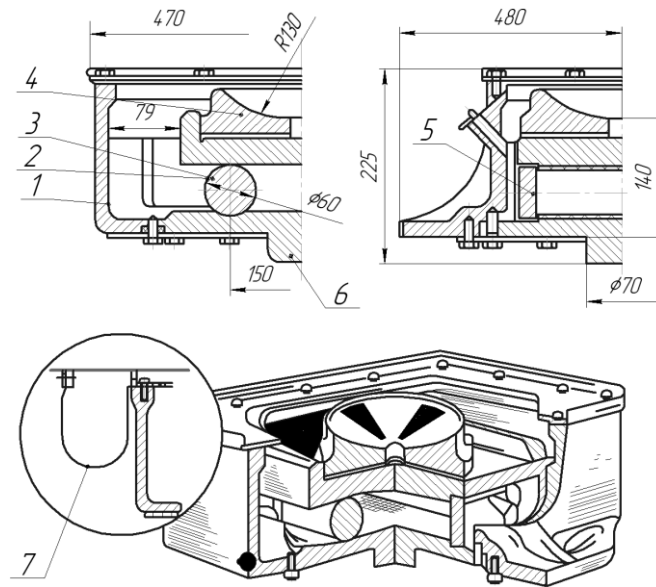
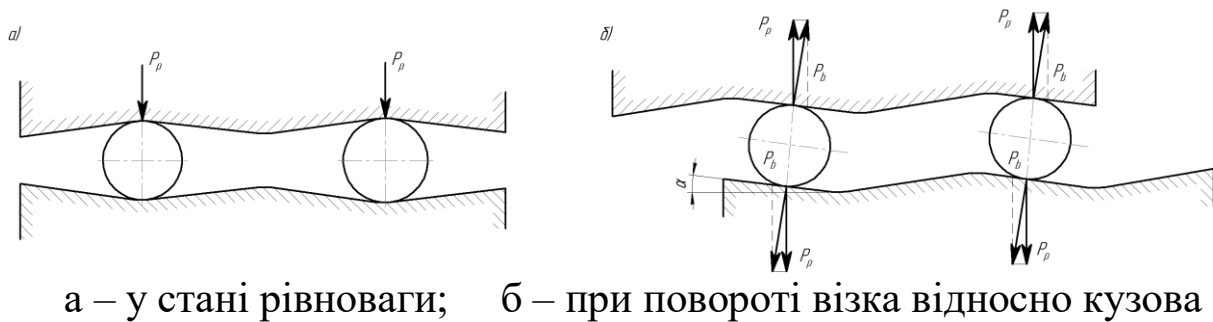


Рисунок 12 – Бокова роликів опора



а – у стані рівноваги; б – при повороті візка відносно кузова

Рисунок 13 – Схема утворення зворотних сил в опорі

Зворотня сила опори (рисунок 13):

$$(P_{зв})_{опори} = 2P_p \operatorname{tg} \alpha = G_{оп} \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const} , \quad (15)$$

$$\alpha = \operatorname{const} .$$

де P_p – навантаження на ролик;

$G_{оп}$ – навантаження на опору;

α – кут нахилу поверхонь опори.

Навантаження від кузова передається через чотири роликів опори, встановлені на боковини рами візка по колу, центр якої є центром повороту візка (рисунок 14). Усередині корпусу 1 (див.

рисунок 12) міститься рухомий механізм опори, що складається зі сферичного гнізда 4, верхньої опорної плити 3 і циліндричних роликів 2. Хвостовики роликів з обох боків входять в отвори обойм 5, що забезпечує їх паралельне переміщення при перекочуванні. Робочі поверхні верхньої 3 і нижньої 6 опорних плит є нахилені площини. Внутрішня площина корпусу заповнена осьовим мастилом Л у літній період і мастилом З – у зимовий. Рівень мастила необхідно підтримувати між верхньою і нижньою позначками показника рівня мастила. Від пилу і вологи опора захищена брезентовим чохлам 7. При проходженні тепловозом кривих ділянок колії візок повертається, і в результаті нахилу поверхонь опорних плит виникають горизонтальні зусилля, які прагнуть повернути візок у початкове положення. Візок повертається по колу навколо центру шворня, а ролики котяться по нахилених поверхнях, переміщаючись по прямій. У результаті сферичне гніздо 4 прослизає по верхній опорній плиті. Якщо осі опор повернути відносно радіуса кола, на якій вони розташовані, то переміщення сферичного гнізда по опорній плиті збільшиться і робота тертя зросте. Для отримання зворотальних сил і моментів тертя, необхідних для стійкого положення візка і плавного вписування екіпажа в криву, був встановлений кут нахилу опорних плит, що дорівнює 2° , і кут повороту в плані, що дорівнює 5° . При цьому зворотальний момент вийшов 17,95, а момент тертя – 13,8 кН·м. Опори тепловозів забезпечують тільки поворот візків у плані відносно кузова. Поздовжні і поперечні горизонтальні сили від візка до кузова передаються через шворінь [5].

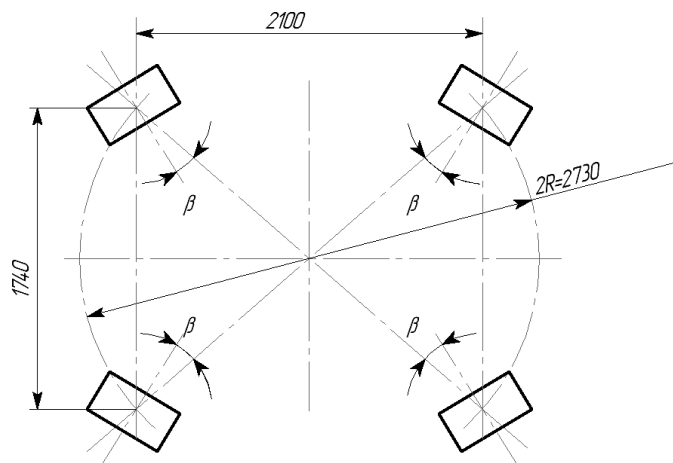


Рисунок 14 – Схема встановлення опор

Особливості конструкції:

- при встановленні опор під кутом β відносно радіуса тертя кочення доповнюється тертям ковзання, тому виникає демпфувальний момент візка M_{δ} та розсіювання енергії кутових коливань. Крім того, встановлення бокових опор під кутом β до радіуса сприяє наявності зворотного моменту візка $M_{зв}$, який різко зростає при кутовому повороті візка;
- наявність демпфувального моменту візка M_{δ} , збільшення якого сприяє покращенню динамічних характеристик у прямих, але погіршує проходження екіпажем кривих ділянок;
- жорсткий поперечний зв'язок кузова з рамою візка.

4 З'ЄДНАННЯ КУЗОВА ТА ВІЗКА З ПРУЖНИМ ПОПЕРЕЧНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

План лекції:

З'єднання кузова та візка з пружним поперечним зв'язком

Пружне поперечне з'єднання кузова і візка за допомогою центральних маятникових опор, що застосовується на тепловозах ТЕП60, електровозах ВЛ60 та електровозах Ф «Альстом» (рисунок 15)

Маятникова опора (довжина $L = 170$ мм): одночасно сприймає та передає вертикальні поздовжні та поперечні сили.

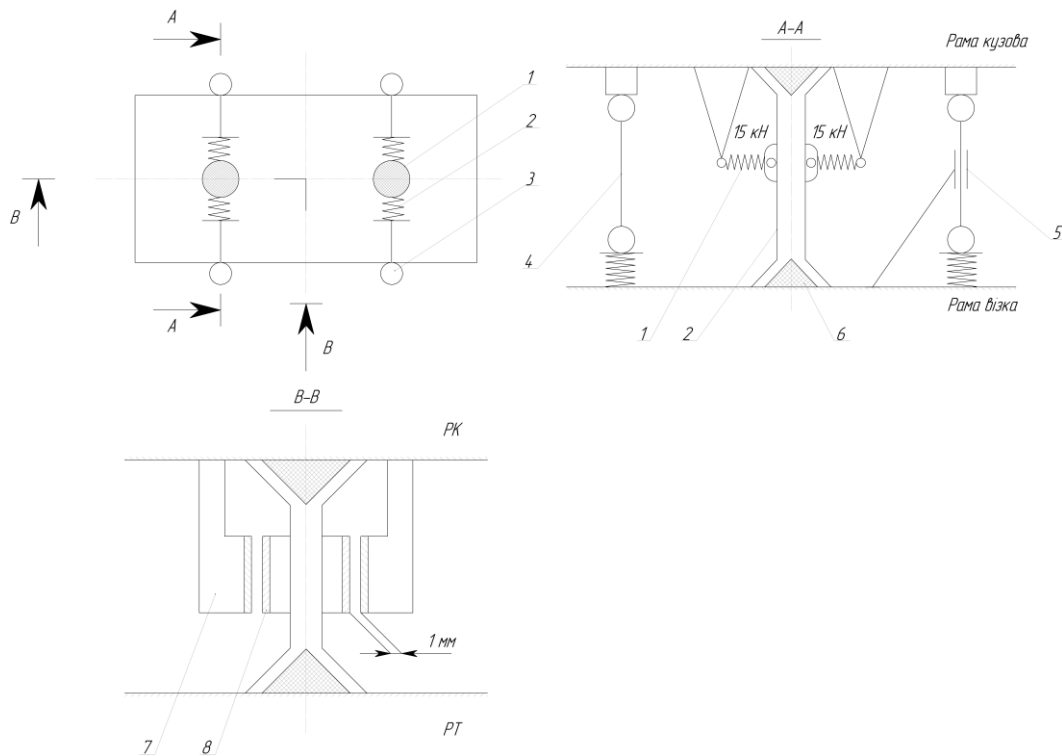
Гумово-металеві конуси (статичний прогин $f_{cm} = 20$ мм): забезпечують поперечне відхилення маятничової опори на величину $y_{max} = \pm 50$ мм, за рахунок цього здійснюється рухоме поперечне з'єднання кузова і візка.

Бокові опори (статичний прогин $f_{cm} = 98$ мм): сприймають частину вертикальних навантажень і забезпечують поперечну стійкість кузова (рисунок 16).

Пружинні апарати: утримують маятникову опору у вертикальному положенні за рахунок попереднього натягу пружин

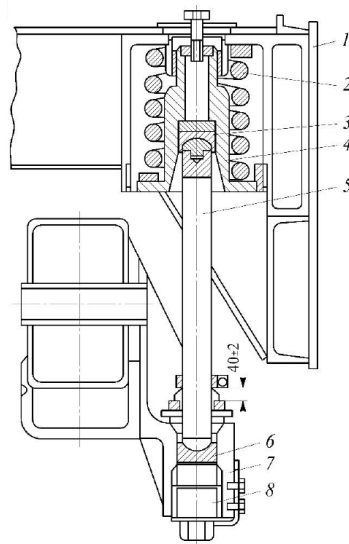
(15 кН); при відхиленні центральної маятникової опори кожен пружинний апарат створює поперечну звертальну силу.

Виникнення звертальної сили в центральній маятниковій опорі зображено на рисунку 17.



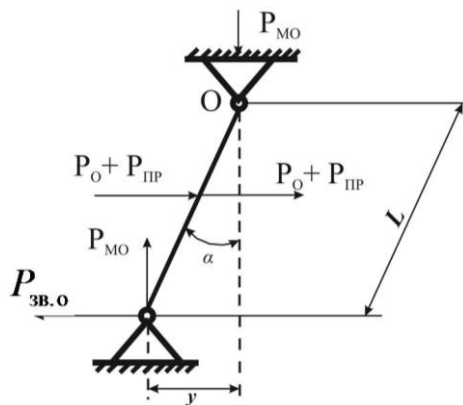
1 – центральна маятникова опора; 2 – пружинний звертальний апарат з попередньо натягнутими пружинами; 3 – бокова опора; 4 – бокова опора (варіант I – ВЛ60); 5 – бокова опора (варіант II – ТЕП60); 6 – гумовий конус; 7 – тяговий кронштейн; 8 – змінні вкладиші зі зносостійкої сталі

Рисунок 15 – Пружинний поперечний зв'язок кузова і візка за допомогою центральних маятникових опор



1 – рама кузова; 2 – пружина; 3 – стакан кронштейна; 4 – вкладиш;
5 – стакан; 6 – стержень; 7 – вкладиш; 8 – кронштейн рами візка

Рисунок 16 – Бокова опора (статичний прогин $f_{cm} = 98$ мм).



P_{MO} – вертикальне навантаження на маятникову опору;
 P_0 – попередній натяг пружини; $P_{пр}$ – сила пружності пружини;
 y – поперечне зміщення кузова відносно візка; $P_{зв.о}$ – звертальна
сила опори

Рисунок 17 – Виникнення звертальної сили в центральній маятниковій опорі

Звертальна сила опори, кН,

$$P_{зв.о} = P_0 + y \cdot \left(\frac{Ж_{пр}}{2} - \frac{P_{мо}}{L} \right). \quad (16)$$

При поперечному віднесенні кузова або візка обидві маятникові опори відхиляються в один бік. При цьому виникає поперечна зертальна сила візка, кН,

$$B_B = 2P_{зв.о}. \quad (17)$$

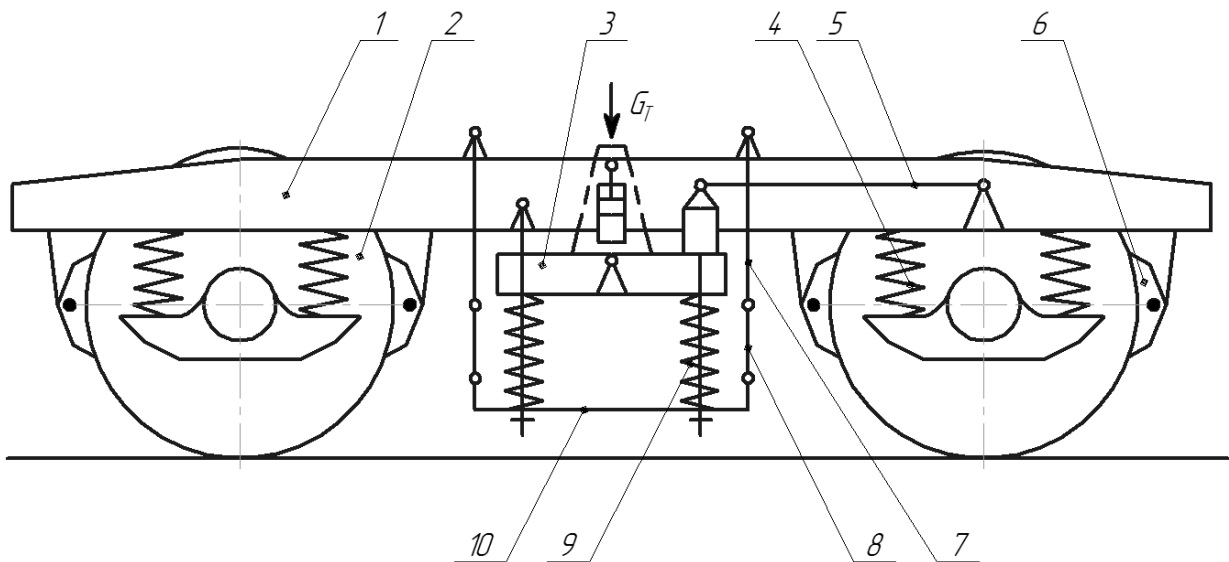
При кутовому повороті візка відносно кузова маятникові опори відхиляються у різні боки. Тому виникає зертальний момент візка.

Особливості конструкції:

- складність конструкції та регулювання з'єднання;
- другий ступінь ресорного підвішування ($f_{cm} = 98 \text{ мм}$) працює тільки при бокових коливаннях кузова і практично не працює при вертикальних коливаннях;
- за рахунок значного попереднього натягу пружин зертального пристрою зертальний момент $M_{зв}$ різко зростає при малих кутах повороту візка φ . Це сприяє зменшенню виляння візка в прямих, але перешкоджає проходженню екіпажем кривих;
- значний попередній натяг пружин зертального пристрою перешкоджає поперечному віднесенню кузова або візка. Тому при швидкостях руху до 100 км/год зв'язок кузова з рамою працює як зв'язок з жорстким шворнем. У зв'язку з цим стало необхідним введення демпфувального моменту, для чого були застосовані бокові опори ковзання. Сили тертя в бокових опорах ковзання ще більш стали перешкоджати повороту візка та поперечним переміщенням кузова [6].

Пружне поперечне з'єднання кузова і візка за допомогою коліскових опорно-зертальних пристроїв

Центральне коліскове підвішування (рисунок 18)



- 1 – рама візка; 2 – колісні пари; 3 – надресорний брус; 4 – ресорне підвішування буксового ступеня; 5 – тяговий поводок; 6 – гальмівна важільна передача з гальмівними колодками; 7 – коліскова підвіска; 8 – серга; 9 – пружини другого ступеня ресорного підвішування; 10 – підресорний брус

Рисунок 18 – Схема центрального коліскового підвішування візка електропоїзду

Особливості конструкції:

- **передача вертикальних сил:** кузов → бокові опори → надресорний брус (3) → пружини другого ступеня ресорного підвішування (9) → підресорний брус (10) → коліскові підвіски та серги – 4 шт. (7, 8) → рама візка (1) → пружини ресорного підвішування буксового ступеня (4) → букси → колісні пари (2);

- **передача поздовжніх сил:** колісні пари (2) → букси → рама візка (1) → тягові повідки – 2 шт. (5) → надресорний брус (3) → шворінь → кузов;

- **передача поперечних сил:** кузов → шворінь → надресорний брус (3) → пружини другого ступеня ресорного підвішування (9) → підресорний брус (10) → коліскові підвіски та серги – 4 шт. (7, 8) → рама візка (1) → букси → колісні пари (2);

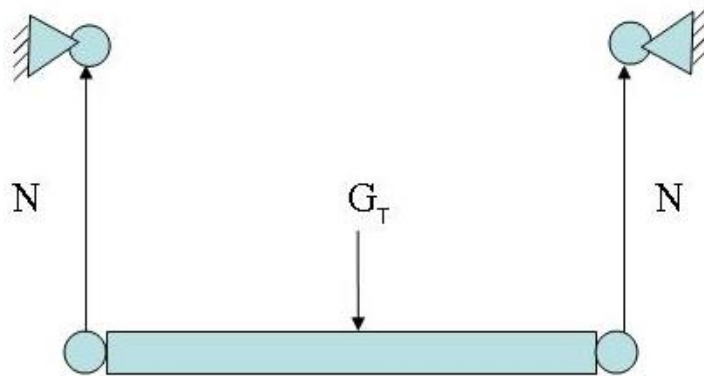
- зворотальний момент візка $M_{зв} = 0$, тому що при повороті візка пружини другого ступеня ресорного підвішування не згинаються через наявність тягових або реактивних повідків (5);

- демпфувальний момент візка $M_o > 0$, виникає при повороті візка в ковзунах;

- для гасіння вертикальних та поперечних коливань кузова відносно візка застосовують гідравлічні гасителі коливань, установлені під нахилом.

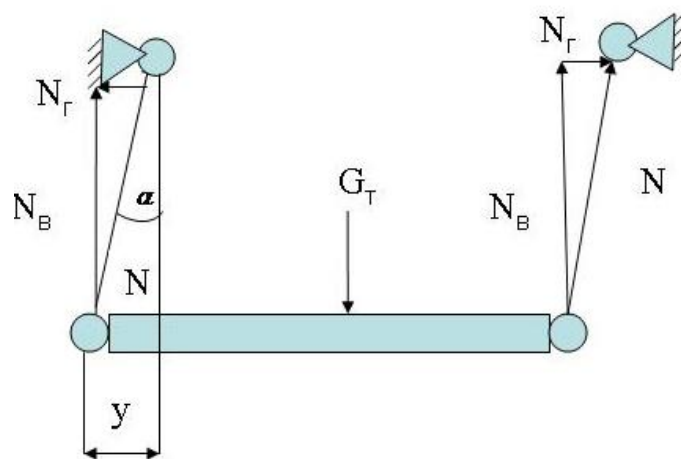
Утворення зертальної сили в коліскових підвісках (рисунки 19, 20).

$$N = \frac{G_T}{4}. \quad (18)$$



G_T – вага кузова, що припадає на візок; N – реакція коліскової підвіски на підресорний брус

Рисунок 19 – Коліскова підвіска в рівноважному стані



N_g – вертикальна складова реакції коліскової підвіски;

N_r – горизонтальна складова реакції коліскової підвіски;

y – поперечне переміщення «віднесення» кузова відносно візка;

α – кутове відхилення коліскової підвіски

Рисунок 20 – Коліскова підвіска, виведена з рівноваги

$$N_e = \frac{G_m}{4}; \quad (19)$$

$$N_r = N_b \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{G_m}{4} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{\sqrt{L^2 - y^2}} \approx \frac{y}{L}; \quad (21)$$

$$B = G_r \frac{y}{L}, \text{ кН.} \quad (22)$$

Недоліки центрального коліскового підвішування:

- значна кількість і маса деталей;
- інтенсивне зношування шарнірів;
- складність розміщення коліскових підвісок, внутрішній простір візка на локомотивах займає тяговий електродвигун і тяговий привод.

I – віднесення візка в прямій (працюють коліскові підвіски);

II – віднесення візка в кривій (працюють коліскові підвіски та гумо-металеві амортизатори) (рисунок 21).

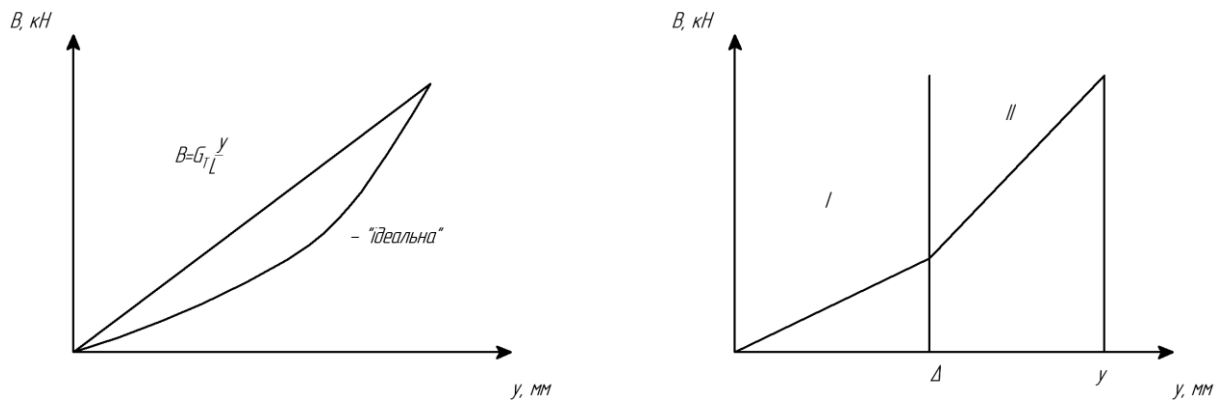


Рисунок 21 – Залежність звертальної сили коліскової підвіски від поперечного переміщення і робота коліскового підвішування у складі візка

Для розміщення тягового електродвигуна і тягового привода на візках коліскової підвіски та елементи другого ступеня ресорного підвішування винесені за межі габариту рами візка (рисунки 22, 23).

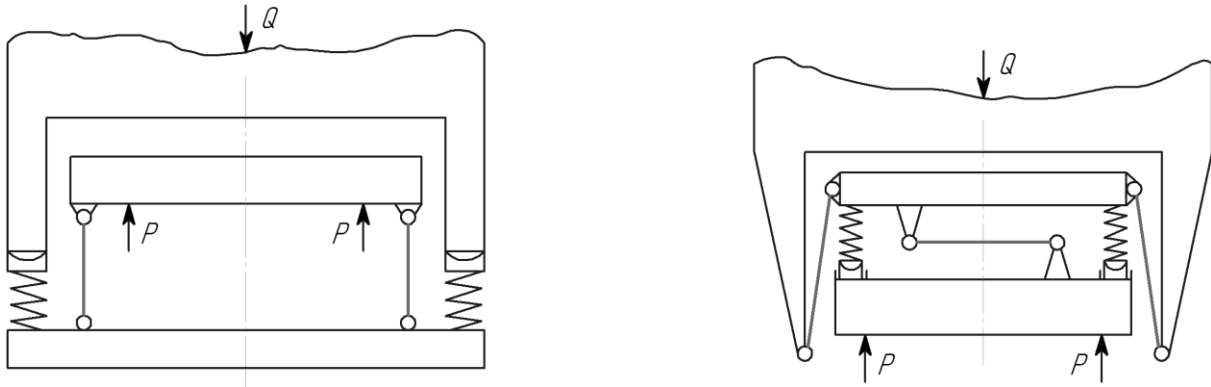


Рисунок 22 – Коліскове підвішування (ВЛ10, ВЛ11, ЧС7, ЧС8)

Зв'язки цього типу забезпечують візку відносну вільність переміщень і дають змогу надати системі підвішування належні якості за рахунок роботи пружних і дисипативних елементів у зв'язку.

На електровозах ВЛ80 використано підвішування, яке через відсутність коліскового бруса лише умовно можна віднести до розглянутого типу.

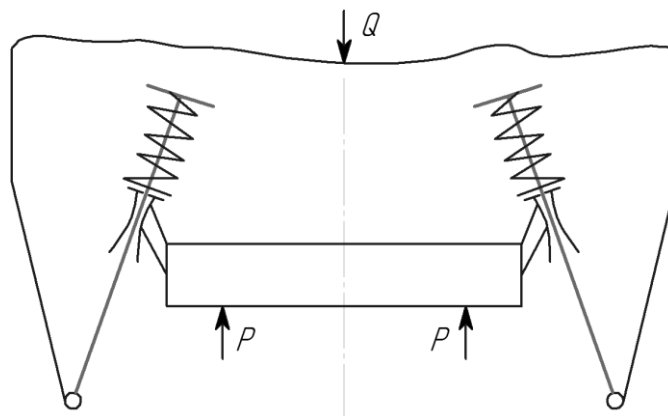


Рисунок 23 – Коліскове підвішування електровоза ВЛ80

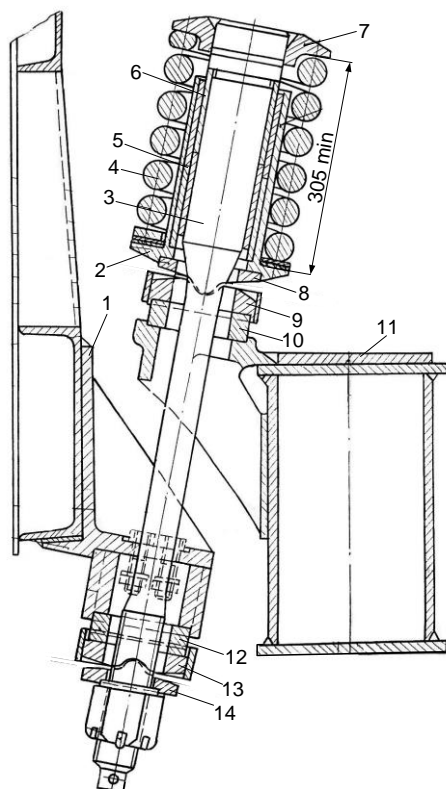


Рисунок 24 – Зовнішня коліскова підвіска

Компактна конструкція кузовного ступеня підвішування, що поєднує в одному вузлі функції коліски і пружного елемента вертикального зв'язку, застосована на вантажних вітчизняних електровозах, випущених після 1975 року (рисунок 24). Коліскові підвіски – механізм, в якому сила тяжіння кузова використовується як джерело зворотного зусилля. На візку кузов підвішується в чотирьох точках, в кожній з яких вага кузова передається з опорної поверхні кронштейна 1 на опору 12, далі на прокладку 13, опору 14, гайку, стержень 3, верхню опору пружини 7, через пружину 4 на напрямний стакан 2, далі на опору 8 верхньої петлі, прокладку 9, опору 10 і кронштейн рами візка 11. При вертикальних коливаннях кузова в результаті деформації пружини стержень 3 переміщається відносно напрямного стакана; зносу обох запобігають втулки 5 і 6 з легованої сталі. У зону між втулками від верхнього торця стержня проходять канали для подачі мастила.

Особливості конструкції

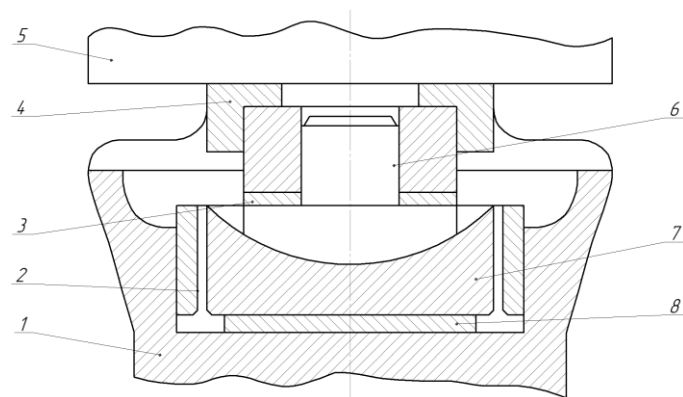
- застосування шарнірів, що складаються з двох взаємно перпендикулярних ножових опор (верхньої і нижньої) і

прокладки – елемента, укладеного між верхньою і нижньою опорами. Ця конструкція має властивість кульового шарніра, що надає можливість візкам повертатися відносно кузова в поперечному напрямку;

- схеми з колісковими підвісками набули значного поширення. Це пояснюється простотою виготовлення, обслуговування і стабільністю характеристик. Але водночас основні недоліки коліскових пристроїв полягають у великій кількості деталей, наявності шарнірів з поверхневим тертям і складності розташування підвісок з мінімальною довжиною 500 – 600 мм.

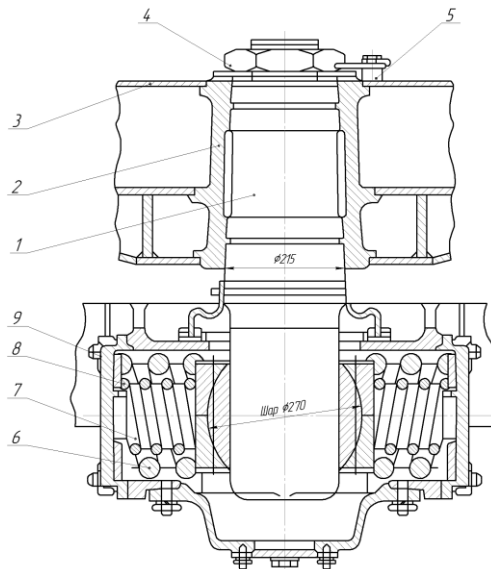
Пружне поперечне з'єднання кузова та рами візка з боковими опорами

Пружне поперечне з'єднання кузова та рами візка з боковими опорами ковзання, яке застосовується на електровозах ВЛ80, ВЛ10, ЧС4, подано на рисунках 25, 26.



- 1 – масляна ванна; 2 – змінні накладки; 3 – дистанційна прокладка;
4 – фланець; 5 – рама кузова; 6 – палець; 7 – ковзун;
8 – сталеві загартована плита

Рисунок 25 – Схема бокової опори ковзання електровоза ЧС4



1 – шворінь; 2 – гніздо шворня; 3 – рама кузова; 4 – гайка шворня;
 5 – стопорна планка; 6, 7 – зовнішня і внутрішня пружини;
 8 – упорна прокладка; 9 – кришка.

Рисунок 26 – Схема шворня з поперечним зертальним пристроєм електровоза ЧС4

Особливості конструкції:

- зертальний момент візка $M_{зв} = 0$;
- демпфувальний момент візка $M_d > 0$ за рахунок тертя в опорах ковзання;
- зертальна сила B виникає при поперечному переміщенні кузова, створюється поперечним зертальним пристроєм;
- при поперечних коливаннях кузова відносно візка виникає сила тертя в ковзунах, що демпфує поперечні коливання.

Застосування поперечного зертального пристрою з попереднім натягом та бокових опор ковзання, що утворює надлишкову демпфувальну силу F_d , на вітчизняному рухомому складі не виправдалося, тому на електровозах ВЛ10 і ВЛ80 було усунуто попередній натяг пружин, а бокові опори ковзання замінено на коліскові підвіски.

Пружне поперечне з'єднання кузова і рами візка з комбінованими роликовими опорами (рисунки 27, 28)

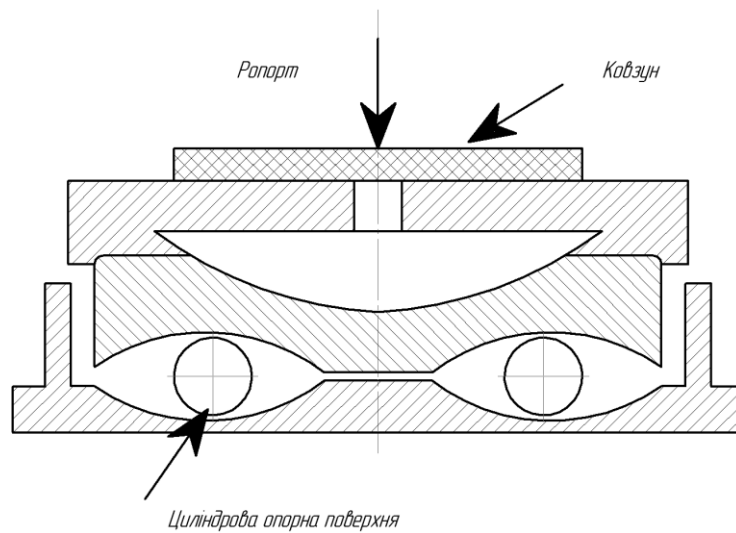
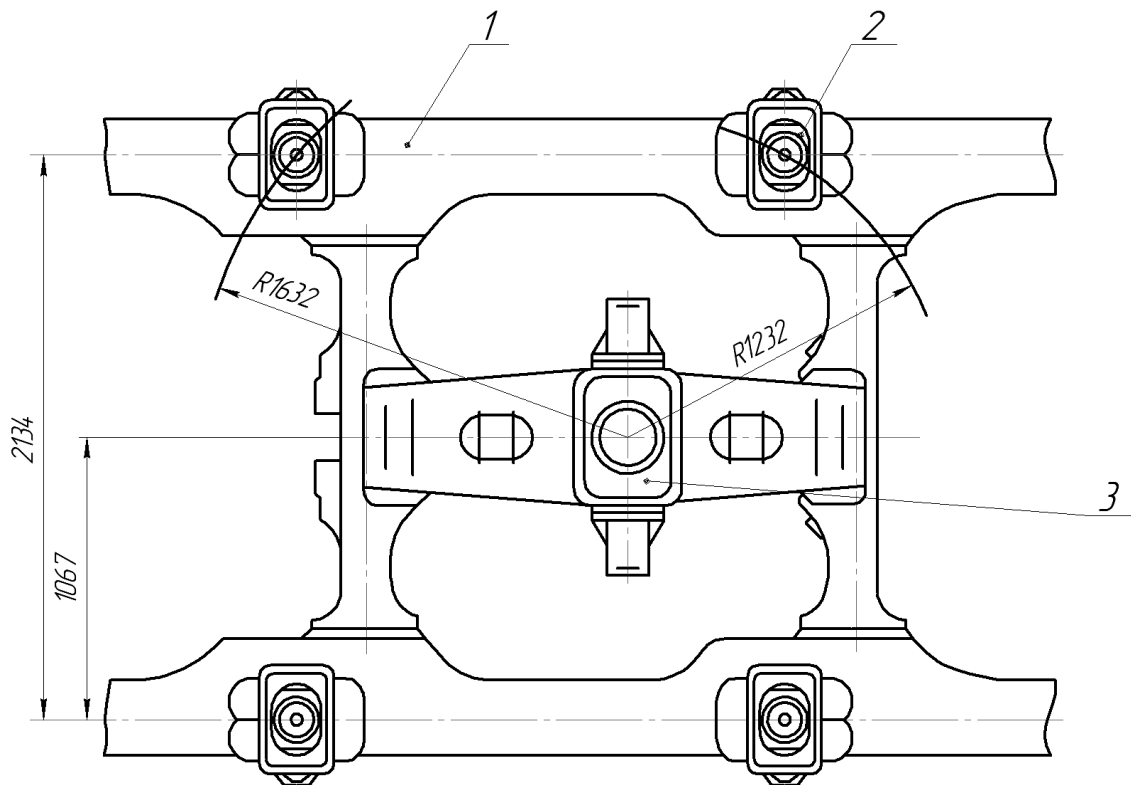


Рисунок 27 – Схема комбінованої опори тепловоза 2ТЕ116 (перший варіант)



1 – рама візка; 2 – комбінована роликова опора; 3 – шворневий опорно-звертальний пристрій

Рисунок 28 – Схема встановлення опор

Особливості конструкції:

- звертальний момент візка $M_{зв} = 0$, роликів частина опори не працює при повороті візка;
- демпфувальний момент візка $M_{д} > 0$, кузов спирається на візок через ковзуни, в яких при повороті візка виникають сили тертя;
- демпфувальна сила $F_{д} \approx 0$, тому що при поперечному віднесенні кузова працює тільки роликів частина опори, тертя виникає тільки у шворневого пристрої;
- звертальна сила B виникає при поперечному віднесенні за рахунок роботи роликів частини опори та пружинного звертального пристрою (рисунок 29).

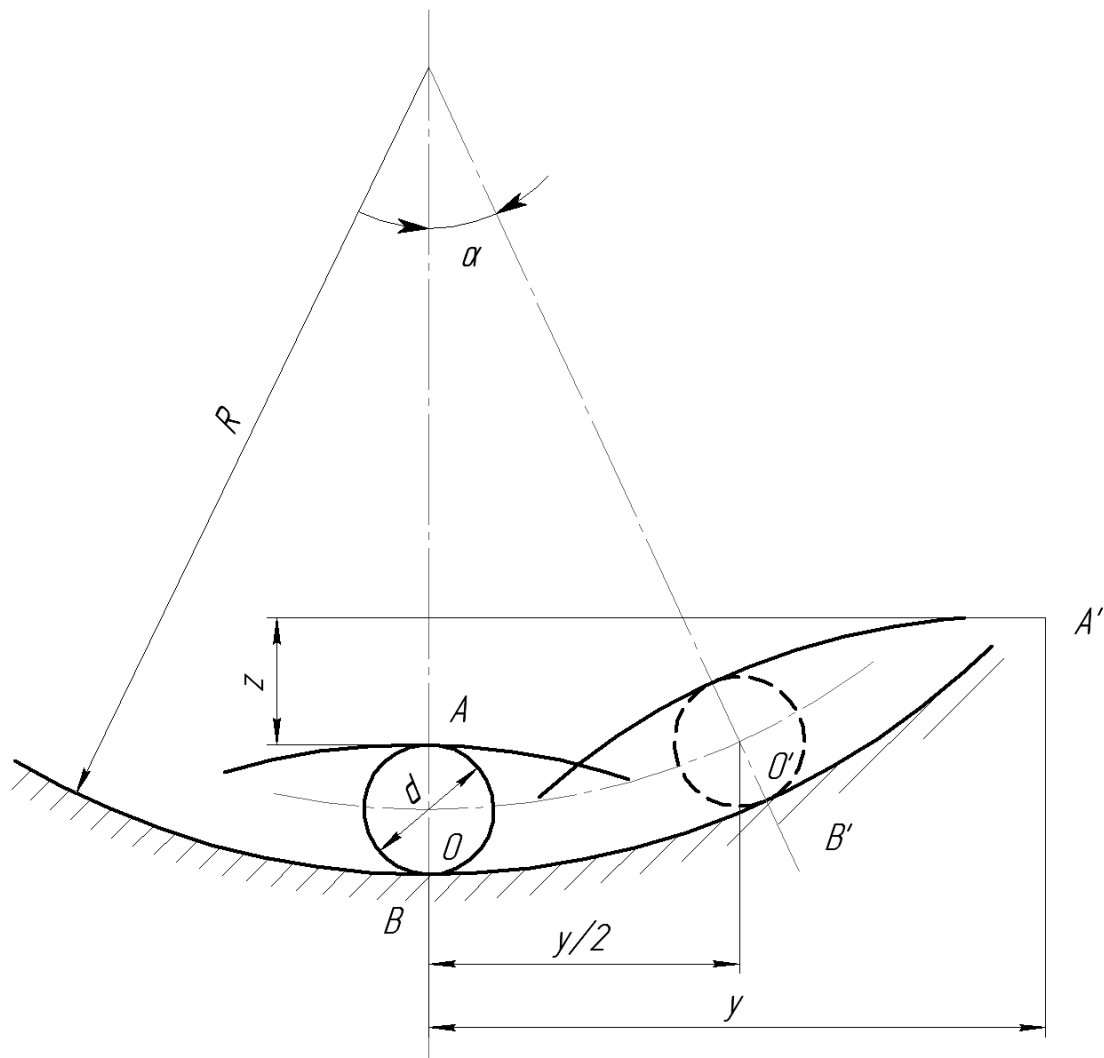


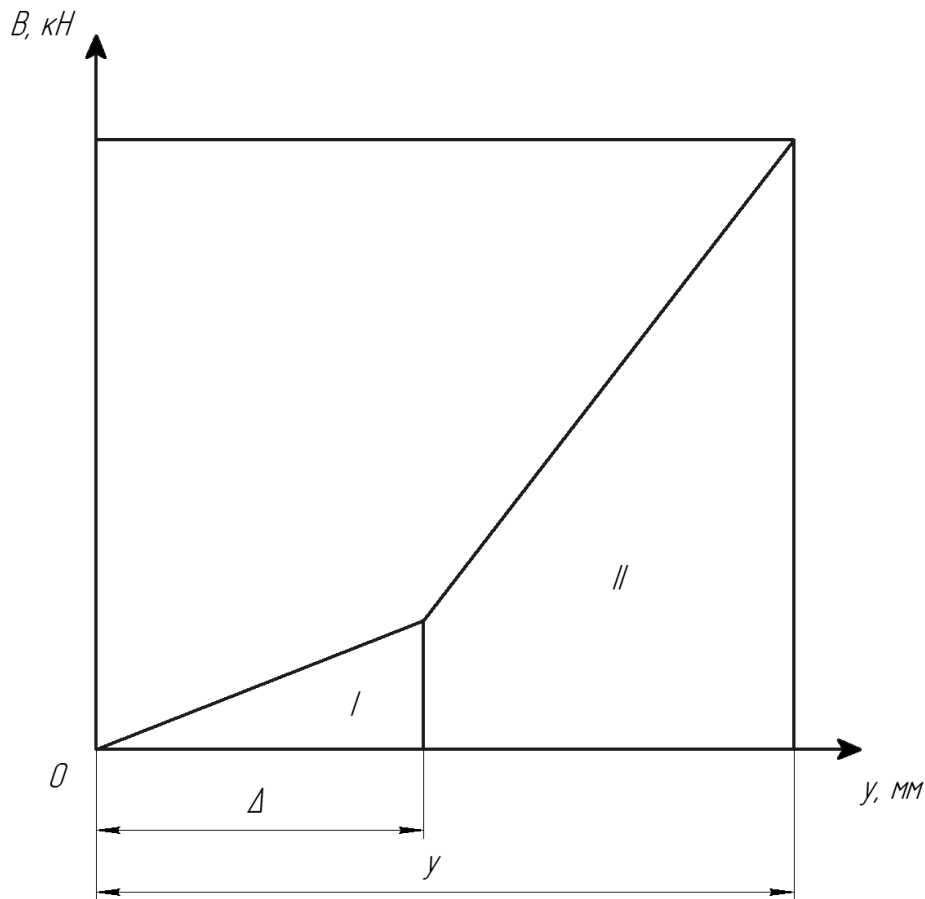
Рисунок 29 – Виникнення звертальної сили в роликів опори

При поперечному віднесенні кузова або візка на величину y у кожній опорі виникає поперечна звертальна сила, кН (рисунок 30).

$$P_{зв} = P_{опори} \cdot \operatorname{tg} \alpha = P_{опори} \cdot \frac{y}{2R - d_p} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{y}{2R - d_p}\right)^2}} \approx P_{опори} \cdot \frac{y}{2R - d_p}, \quad (23)$$

Звертальна сила візка, кН,

$$B = 4 \cdot P_{зв} - G_B \cdot \frac{y}{2R - d_p}. \quad (24)$$

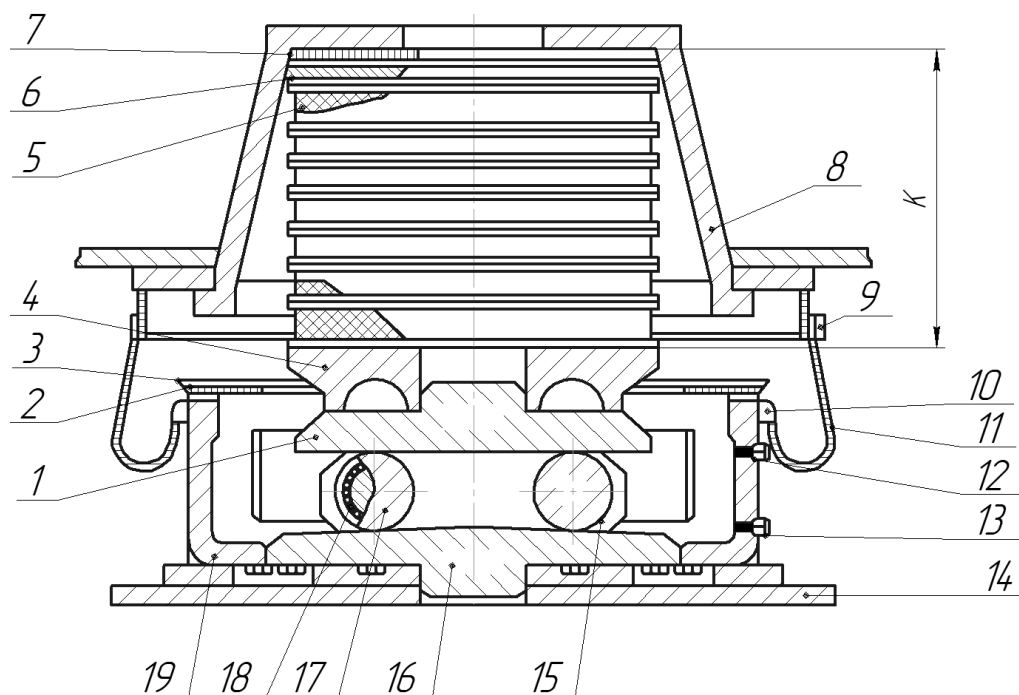


I – роликів частина бокової опори; II – роликів частина бокової опори + поперечно-звертальний пристрій

Рисунок 30 – Робота звертальних пристроїв при віднесенні

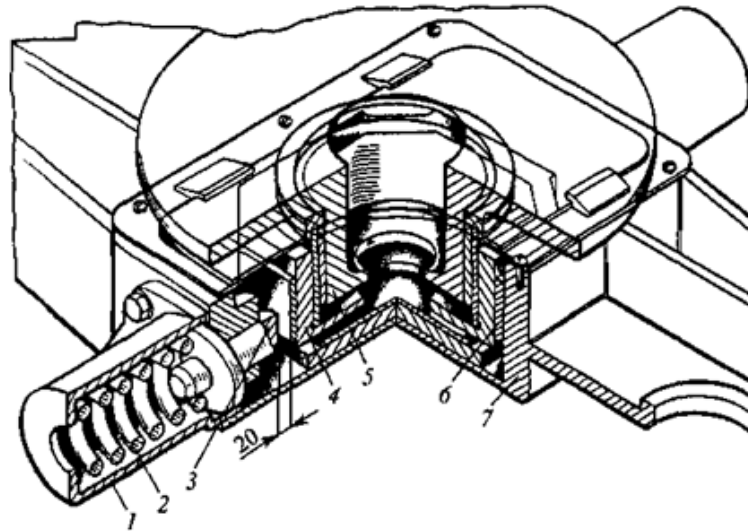
Переваги конструкції – можливість отримання залежності $B = f(y)$, близької до ідеальної.

Пружне поперечне з'єднання кузова і рами візка з боковими гумо-металевими опорами (2ТЕ116) (рисунок 31, 32).



1, 16 – верхня і нижня опорні плити; 2 – кришка; 3 – болт;
 4, 6 – опорні кільця; 5 – пружний елемент; 7 – регульовальні
 прокладки; 8 – конічний стакан; 9, 10 – хомути; 11 – чохол;
 12 – пробка; 13 – зливна пробка; 14 – рама візка; 15 – обойма;
 17 – ролик; 18 – втулка; 19 – корпус роликової опори

Рисунок 31 – Комбінована опора

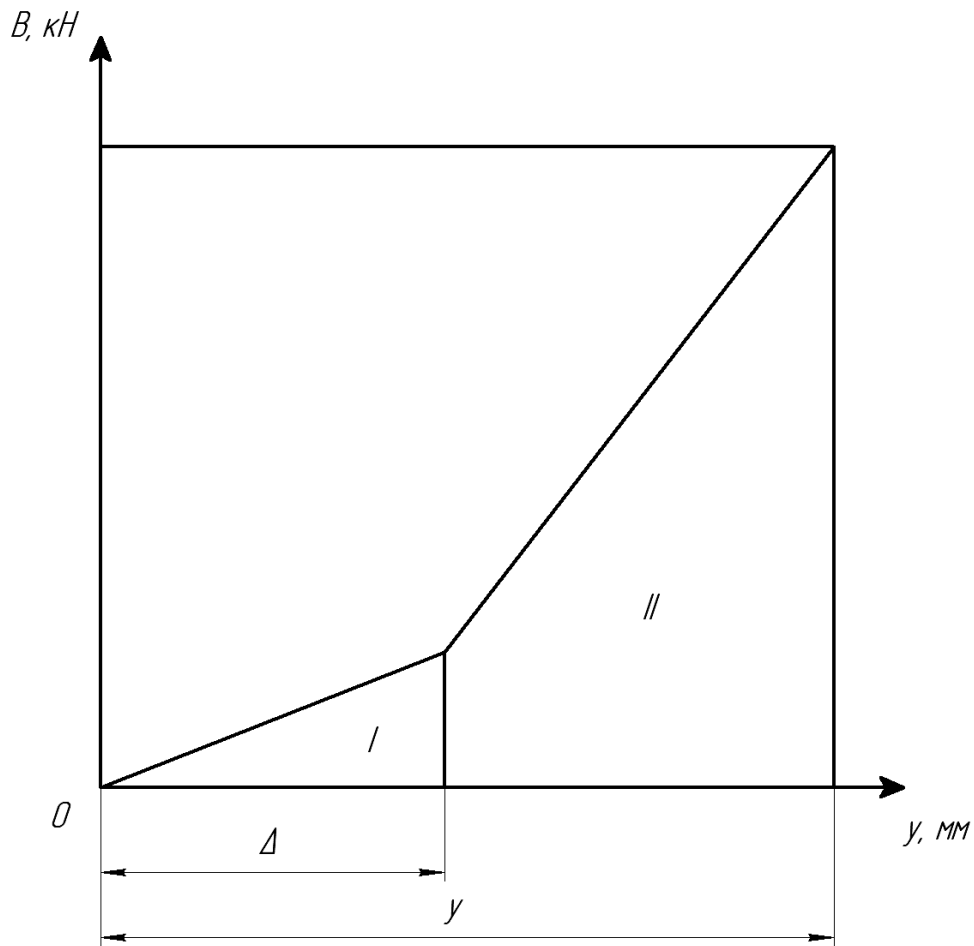


1 – стакан; 2 – пружина; 3 – упор; 4 – ковзун; 5 – шворінь;
6 – змінні накладки; 7 – шворнева балка

Рисунок 32 – Схема опорно-звертального пристрою тепловоза 2ТЕ116

Особливості конструкції:

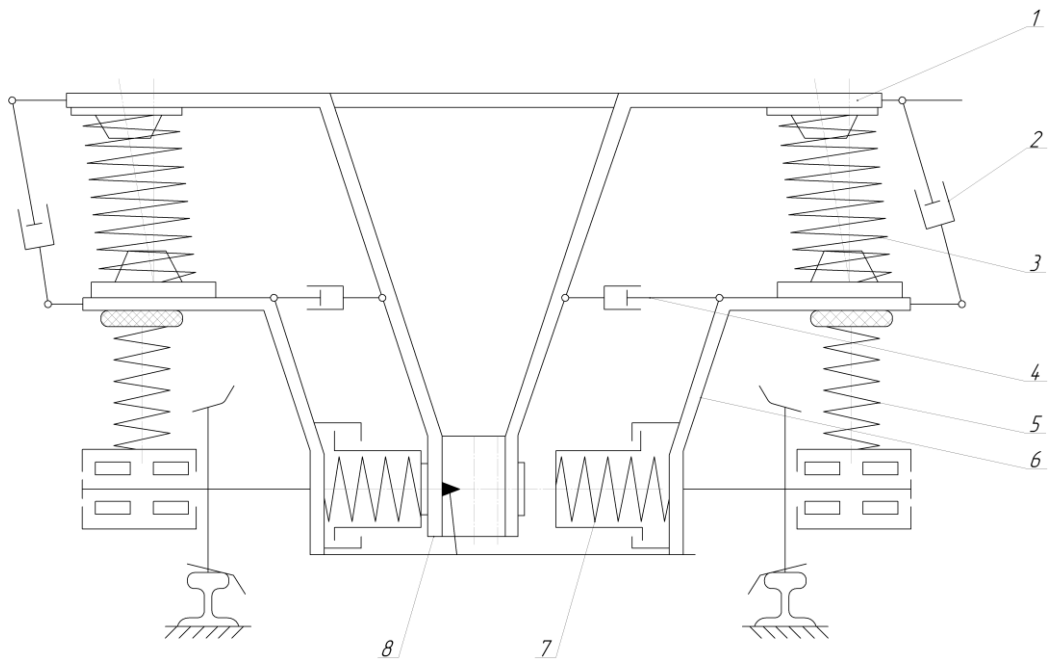
- звертальний момент візка $M_{зв} > 0$, при повороті візка працює роликів частина опори;
- демпфувальний момент візка $M_{\delta} \approx 0$, тому що при повороті візка працює роликів частина опори;
- демпфувальна сила $F_{\delta} \approx 0$, тому що при поперечному віднесенні кузова виникає незначна сила тертя у шворневому пристрої;
- звертальна сила B виникає при поперечному віднесенні за рахунок роботи гумо-металевої частини опори та пружинного звертального пристрою (рисунок 33).



I – деформація гумо-металевих блоків бокової опори;
 II - деформація гумо-металевих блоків + поперечно-звортальний пристрій

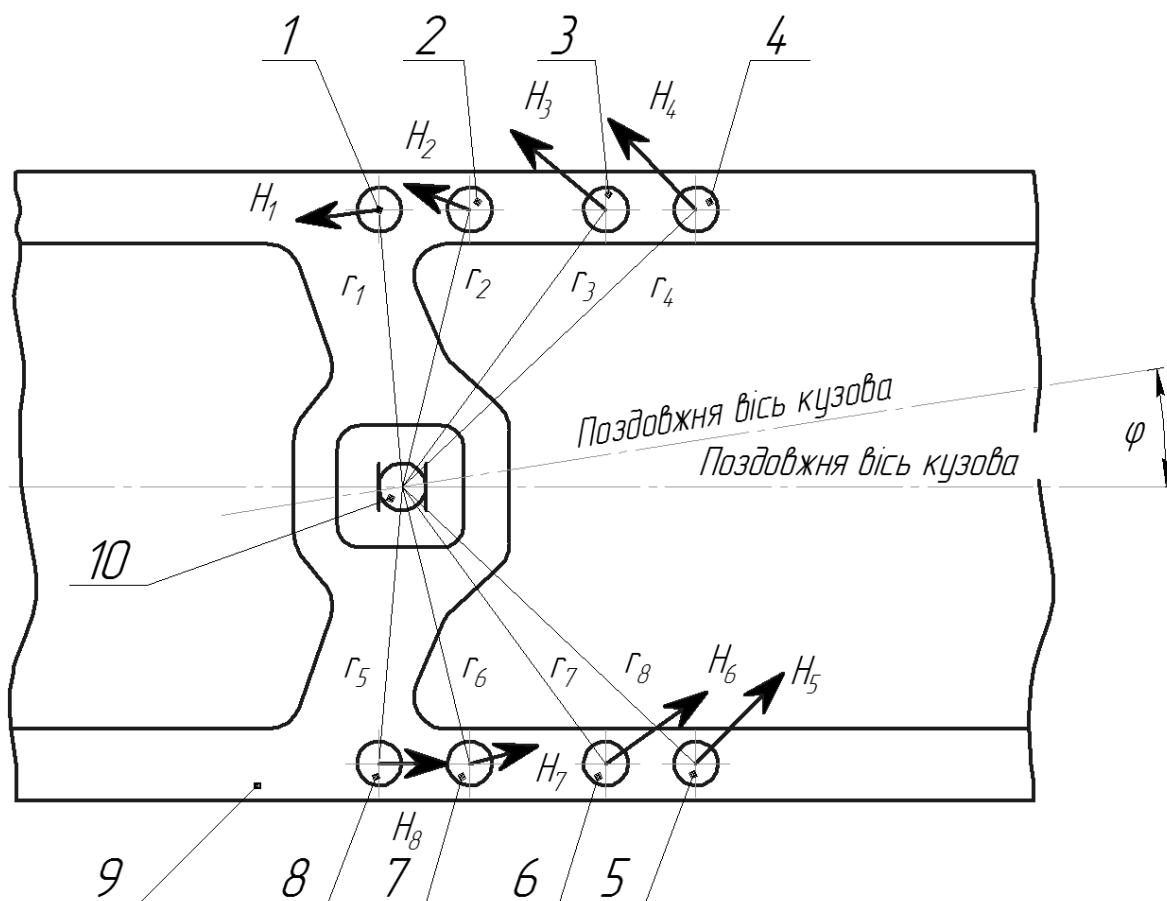
Рисунок 33 – Робота з'єднання при віднесенні

Пружне поперечне з'єднання кузова з візком за допомогою ресорного підвішування «Флексікойл» (рисунки 34, 35).



1 – рама тепловоза; 2 – гаситель вертикальних коливань;
 3 – пружини другого ступеня підвішування «Флексікойл»;
 4 – гаситель горизонтальних коливань; 5 – пружини першого
 ступеня; 6 – рама візка; 7 – пружинний зертальний пристрій;
 8 – низько розташований шворінь

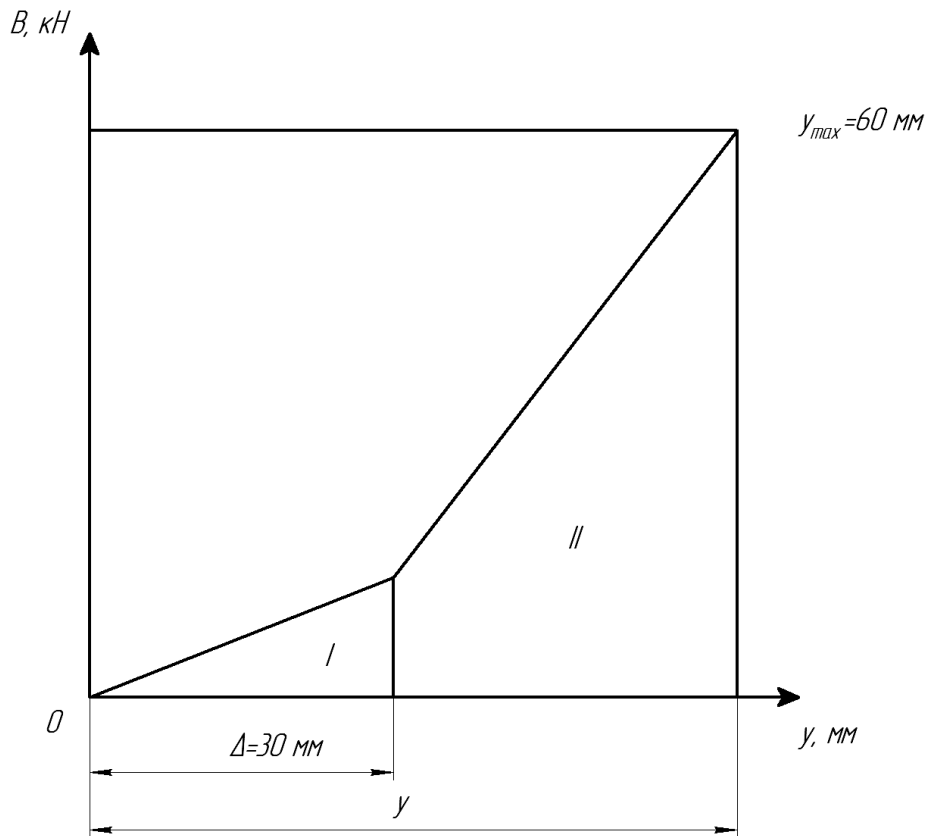
Рисунок 34 – Схема пружного поперечного з'єднання
 тепловоза ТEP70



1 – 8 – пружини; 9 – рама візка; 10 – шворінь

Рисунок 35 – Схема установлення пружин «Флексікойл»

При віднесенні кузова пружини згинаються в поперечному напрямі, за рахунок чого виникає зворотальна сила (рисунок 36).



I – деформація пружин «Флексікойл» у поперечному напрямі;
 II – деформація пружин + поперечно-звертальний пристрій

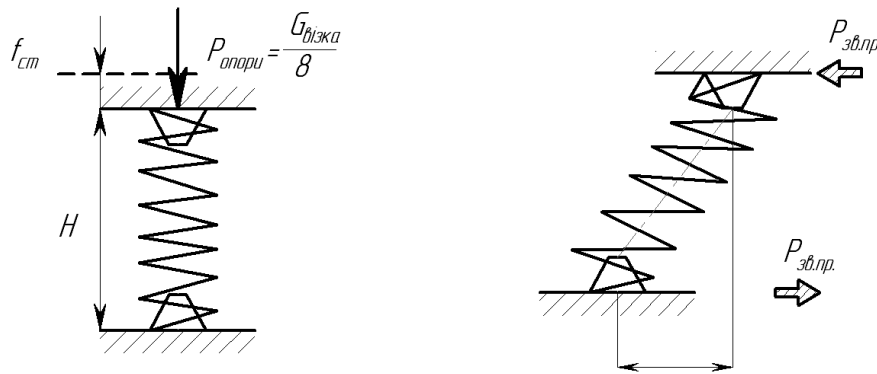
Рисунок 36 – Робота з'єднання при віднесенні

При повороті візка пружини ресорного підвішування «Флексікойл» згинаються в поперечному (y) та поздовжньому (x), при цьому виникає звертальний момент візка $M_{зв} > 0$ (рисунок 37).

Звертальна сила візка, кН,

$$B = 8P_{зв.пр} = 8(j_y \cdot y), \quad (25)$$

де j_y – жорсткість пружини в поперечному напрямі.



H – висота пружини під розрахунковим навантаженням;
 $f_{ст}$ – статичний прогин пружини (під розрахунковим навантаженням); $P_{опори}$ – розрахункове навантаження на пружину;
 u – поперечне віднесення кузова; $P_{зв.пр}$ – зертальна сила пружини

Рисунок 37 – Виникнення зертальної сили в пружинах ресорного підвішування «Флексікойл»

Особливості конструкції:

- відносна простота конструкції через багатоцільове призначення пружин;
- зертальний момент $M_{зв} > 0$ – відносно невеликий;
- демпфувальний момент $M_{\delta} = 0$;
- демпфувальна сила $F_{\delta} > 0$. Значення демпфувальної сили пропорційне швидкості, тому що утворюється двома гідравлічними демпферами.

На відміну від тепловоза ТЕП70, на дизель-поїзді ДР1 (рисунок 38) пружини ресорного підвішування «Флексікойл» не згинаються в поздовжньому напрямі при повороті візка.

Особливості конструкції:

- зертальний момент $M_{зв} > 0$ за рахунок закручування пружини, залитої в гумо-металеву втулку;
- демпфувальний момент $M_{\delta} > 0$ за рахунок виникнення сил тертя в ковзунах;
- демпфувальна сила візка $F_{\delta} > 0$ утворюється гідравлічними демпферами (ковзуни при поперечних переміщеннях кузова не працюють);

- зертальна сила візка B виникає при згинанні пружин ресорного підвішування «Флексікойл» у поперечному напрямі.

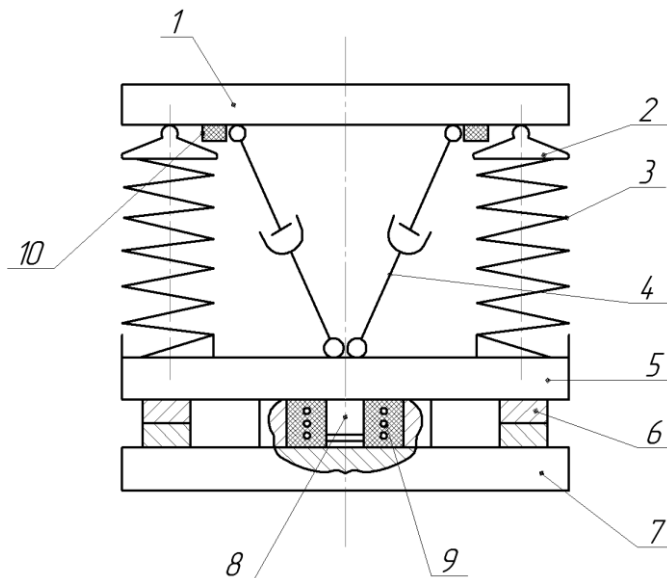
До недоліків системи слід віднести:

- складність технології виготовлення пружин, які піддаються одночасно стисканню і згинанню;

- для передачі великих навантажень пружини мають бути виготовлені з прутка значного діаметра. Для забезпечення значного прогину у вертикальному напрямку і достатніх горизонтальних переміщень потрібні пружини великої довжини;

- залежність пружних характеристик підвішування у вертикальному і поперечному напрямках. Ці характеристики закладаються на стадії виготовлення пружини, і вибір конструктивних параметрів такого підвішування досить складний;

- значна кількість витків, що забезпечують вигин у поперечному напрямку. Для зменшення поперечної жорсткості використовують гумові блоки, розташовані на опорних витках вгорі і внизу пружин.



1 – рама кузова; 2 – шарнірна опора кузова; 3 – комплект пружин ресорного підвішування «Флексікойл» (4 комплекти на візок); 4 – гідравлічні демпфери вертикальних та поперечних коливань кузова (4 демпфери на візок); 5 – проміжна шворнева балка; 6 – боковий ковзун; 7 – рама візка; 8 – шворінь; 9 – гумо-металева втулка з залитою пружиною; 10 – гумо-металевий упор

Рисунок 38 – Схема пружного поперечного з'єднання дизель-поїзда ДР1

Вузли поздовжнього зв'язку з нахиленими тягами

Нахилені тяги були вперше застосовані на електровозі Sr1, а потім у переробленому вигляді були поширені на електровози серійного виробництва. Похилі тяги використовуються на електровозах ВЛ15, ВЛ85, у яких для передачі вертикальних і поперечних сил застосовується коліскове підвішування (на крайніх візках) і стислі пружні стержні (на середньому візку) [7].

Нахилені тяги призначені для передачі поздовжніх сил (тяги і гальмування) і покликані замінити шворневий пристрій. У цьому випадку спрощується конструкція середньої балки візка і виключається значна кількість елементів тертя. Вузол складається з тягового пристрою 1, нахиленої тяги 2 і буферного пристрою 3 (рисунок 39).

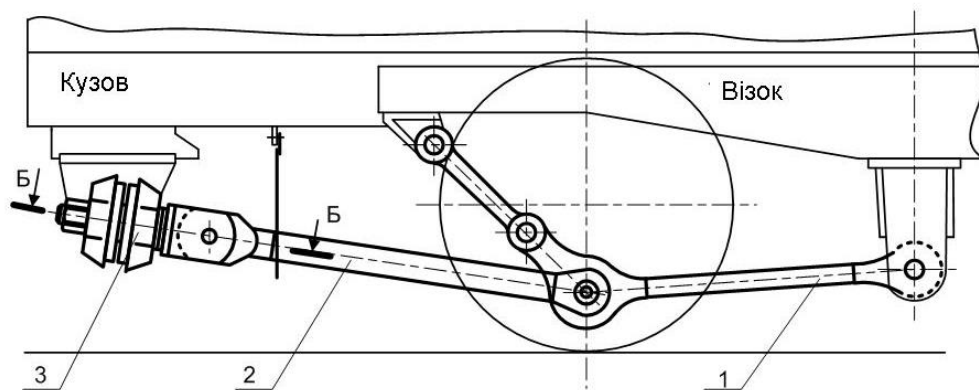


Рисунок 39 – Вузол нахилених тяг

Тяговий пристрій візків є жорстким продовженням рами візка, призначеним для виносу точки приєднання нахиленої тяги до рами візка таким чином, щоб вісь тяги проходила через точку перетину вертикальної осі симетрії візка і рейок. Буферний пристрій (рисунок 40) призначений для пружного зв'язку нахиленої тяги 2 з кронштейном кузова 8 електровоза за допомогою гумових шайб 5. Нахилена тяга 2 кріпиться шарнірно до вилки 7 за допомогою валика 9. Гумові шайби 5 стягуються двома фланцями 4 за допомогою гайки 3, яка накручується на нарізну частину вилки 7. Регулювання проводиться шайбами 6. Вузол нахиленої тяги працює на розтягування і стиснення (залежить від напрямку руху).

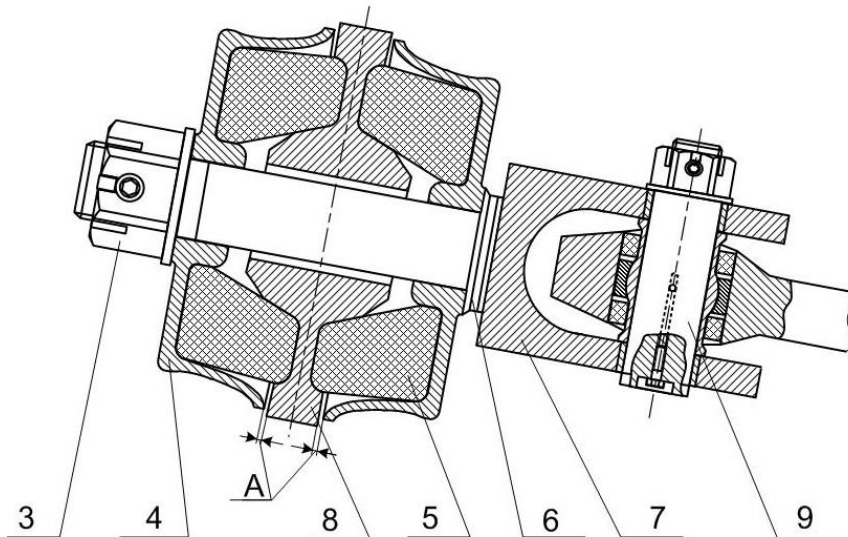


Рисунок 40 – Буферний пристрій

Жорсткість з'єднання тяги з кузовом визначається геометричними розмірами гумових амортизаторів, фланців кронштейна і ступенем їх попереднього стиснення. В один шарнірний вузол підбирають гумові амортизатори з різницею у твердості не більше 3 одиниць за Шором. На електровозах ВЛ85 з № 013 на крайніх і середніх візках встановлено по одній тязі на візок. Для повного використання зчіпної ваги – першої секції, нахилена тяга середнього візка спрямована в бік другого кінця секції. В буферному пристрої кузова зазор А між фланцем і кронштейном після затягування гумових шайб у буфері нахиленої тяги на електровозах ВЛ85 до № 200 складав $10 \pm$ мм, з № 200 він був збільшений до 2 ± 14 мм, а з № 264 він становить 2 ± 18 мм. Збільшення зазначеного зазору вироблено з метою підвищення міцності тягового кронштейна рами візка і поліпшення поздовжньої горизонтальної динаміки електровоза.

Головною особливістю системи нахилених тяг є виключення значного перерозподілу вертикальних навантажень на окремі колісні пари від дії на візок моментів сил тяги та гальмування. Поява цих моментів пояснюється різницею висот прикладених до візка сил тяги (на рівні головок рейок) і опору руху (рівень кульового шарніра у шворневих локомотивів). У зв'язку з цим відпадає потреба у використанні протирозвантажувальних пристроїв (у шворневих локомотивів), які призначені для створення компенсуючої сили, що діє від

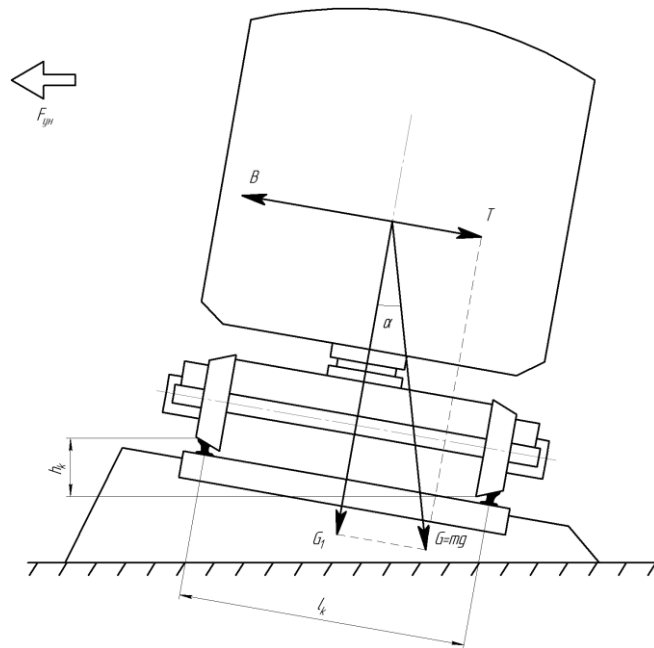
кузова на раму візка і довантажує передню колісну пару по ходу руху як найбільш розвантажену.

5 УМОВИ БЕЗПЕЧНОГО РУХУ ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ. ДОПУСТИМІ ШВИДКОСТІ РУХУ

План лекції:

Умови безпечного руху екіпажної частини. Допустимі швидкості руху

Допустима швидкість руху по непогашеному прискоренню в кривих (рисунок 41).



$l_k = 1600$ мм – відстань між колами кочення коліс;

$h_k \leq 150$ мм – підняття зовнішньої рейки; B – відцентрова сила;

G – сила тяжіння; T – поперечна складова сили тяжіння:

$T = G \cdot \sin \alpha$; $F_{ун}$ – непогашена відцентрова сила: $F_{ун} = B \cdot T$

Рисунок 41 – Схема руху екіпажа в кривій

Непогашене відцентрове прискорення при усій екіпажа в кривій складає:

$$a_{\text{ун}} = \frac{F_{\text{ун}}}{m} = \frac{B - T}{m} = \frac{\frac{mV^2}{R_{\text{кр}}} - mg \cdot \text{tg} \alpha}{m} = \frac{V^2}{R_{\text{кр}}} - g \cdot \text{tg} \alpha. \quad (26)$$

Звідси

$$\text{tg} \alpha = \frac{h_{\text{к}}}{l_{\text{к}}}, \quad (27)$$

тоді

$$a_{\text{ун}} = \frac{V^2}{R_{\text{кр}}} - g \cdot \frac{h_{\text{к}}}{l_{\text{к}}}, \text{ м/с}^2. \quad (28)$$

Для залізниць України непогашене відцентрове прискорення задається рівним: $[a_{\text{ун}}] \leq 0,17 \text{ м/с}^2$, тоді допустима швидкість, км/год,

$$[V] = 3.6 \cdot \sqrt{R_{\text{кр}} \left([a_{\text{ун}}] + g \cdot \frac{h_{\text{к}}}{l_{\text{к}}} \right)}. \quad (29)$$

Умови безпеки щодо стійкості рейкової колії

Стійкість рейкової колії проти поперечного зсуву рейкошпальної решітки відносно баласту, кН,

$$[Y] \leq (0.4 - 0.7) \cdot 2\Pi \cdot g. \quad (30)$$

Стійкість рейкової колії щодо відриву рейки від шпали $Y' \leq 100$ кН.

Умова безпечного руху щодо вкочування колеса на рейку (рисунок 42).

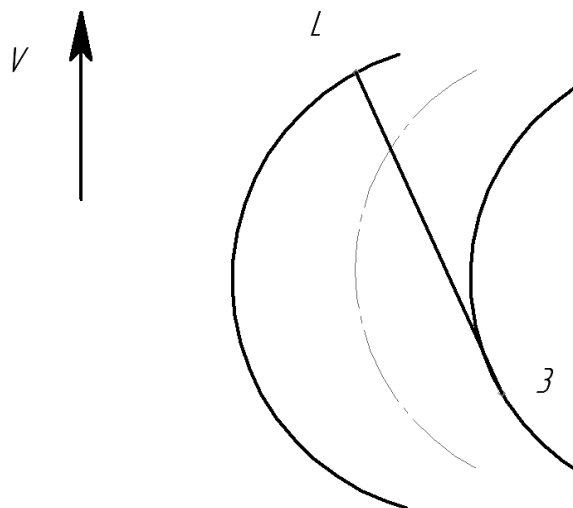
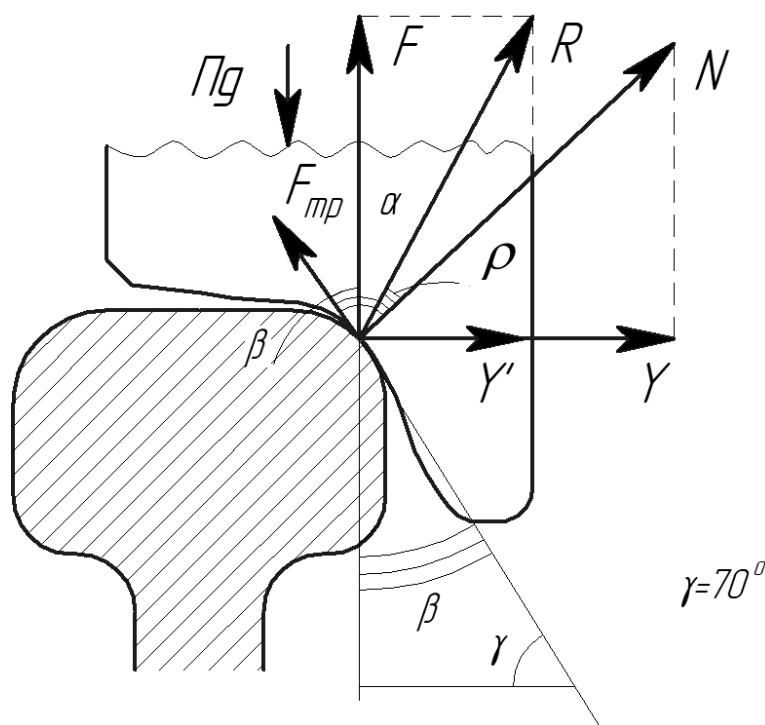


Рисунок 42 – Схема руху колеса в кривій

У момент початку накочування колеса на рейку між поверхнею кочення колеса та рейки утворюється зазор. При цьому колесо опирається на рейку прямолінійною нахиленою частиною гребеня (рисунок 43).



Y – напрямна (рамна) сила; $F_{\text{тер}}$ – сила тертя: $F_{\text{тер}} = \mu \cdot N$;
 N – нормальна складова напрямної сили Y ; R – рівнодійна сил $F_{\text{тер}}$ і N ; Y' – поперечна складова сили R ; F – вертикальна складова сили R

Рисунок 43 – Взаємодія колеса з рейкою в кривій

Умови безпечного руху:

$$1) \quad F \leq \frac{\Pi \cdot g}{k},$$

де $k = 0.5 \div 2$ – коефіцієнт запасу;

$$2) \quad R = \frac{Y'}{\sin \alpha} = \frac{F}{\cos \alpha},$$

$$F = Y' \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = Y' \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha},$$

$$\frac{Y'}{\Pi g} \leq \frac{\operatorname{tg} \alpha}{k};$$

$$3) \quad \alpha = 90^\circ - \beta - \rho = \gamma - \rho = \gamma - \operatorname{arctg} \left(\frac{F_{\text{теп}}}{N} \right) = \gamma - \operatorname{arctg}(\mu);$$

$$\frac{Y'}{\Pi \cdot g} \leq \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \operatorname{arctg}(\mu))}{k},$$

$$\gamma = 70^\circ; \mu = 0.25; k = 1.8.$$

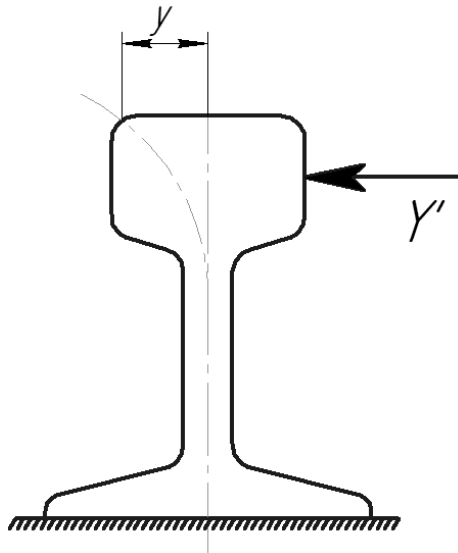
$$\frac{Y'}{\Pi \cdot g} \leq 0.8.$$

Умова безпеки руху щодо пружного бокового відтискання рейки (рисунок 44)

Умова безпеки:

$$y \leq [y], \quad (31)$$

де $[y]$ – допустиме значення бокового відтискання рейки, при якому пружна деформація не переходить в пластичну і не виникає збільшення ширини рейкової колії.



y – відтискання рейки

Рисунок 44 – Пружне бокове відтискання рейки

Значення $[y]$ для різних типів рейок, мм:

Р 50 – 6,5;

Р 65 – 6,0;

Р 75 – 5,0.

Взаємозв'язок y , мм, і Y' відображає формула професора Корольова К. П.:

$$y = \frac{100}{g} \cdot \left[\alpha \cdot Y' + \left(\frac{Y' - f \cdot \Pi \cdot g}{\beta} \right) \right] \cdot k_{20}, \quad (32)$$

де α , β – коефіцієнти, що враховують характеристики бокової деформації колії;

$f = 0.15$ – коефіцієнт тертя між підкладкою та шпалою;

k_{20} – коефіцієнт горизонтальної динаміки осі колісної пари, який враховує динамічну дію осі на рейку при проходженні горизонтальних нерівностей, які є в кривій.

Значення k_{20} розраховується за двома формулами:

- за відсутності пружного поперечного розбігу осі:

$$k_{20} = 1 + 0,006 \cdot V ;$$

- за наявності пружного поперечного розбігу осі (повідкові букси або щелепні букси з вістовим упором):

$$k_{20} = 1 + 0,002 \cdot V .$$

Наявність пружного поперечного розбігу осі суттєво знижує боковий тиск колеса на рейки, і як наслідок зменшується і бокове відтискання рейок.

ВИСНОВКИ

1 Наявність пружного поперечного зв'язку кузова і візка приводить до зниження дії рамних сил Y у прямих у 1,5 – 3 рази.

2 Наявність пружного поперечного зв'язку кузова і візка приводить до зниження дії рамних сил Y у кривих у 1,2 – 1,8 разу.

3 Пружне поперечне з'єднання має бути без попереднього натягу пружин і з невисокою демпфувальною силою F_{δ} .

4 Підвищення демпфувального моменту M_{δ} за відсутності зертального моменту $M_{зв}$ сприяє поліпшенню динаміки руху екіпажа з високими швидкостями в прямих. Але в кривих при невисоких швидкостях руху підвищений демпфувальний момент M_{δ} блокує поворот візка, що суттєво збільшує дію рамних сил Y .

5 Зертальний момент візка $M_{зв}$ має бути достатньо невисоким, особливо в тому випадку, коли візок має ще й демпфувальний момент M_{δ} . Підвищення значень зертального та сумарного моменту візка особливо погіршує динаміку проходження екіпажем кривих з високими швидкостями.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Що таке зертальний момент візка $M_{зв}$, як утворюється, для чого необхідний?
- 2 Що таке демпфувальний момент візка M_{δ} , як утворюється, для чого необхідний?
- 3 Що таке зертальна сила візка B , як утворюється, для чого необхідна?
- 4 Що таке демпфувальна сила візка F_{δ} , як утворюється, для чого необхідна?
- 5 Які напрямки реалізації вузлів з'єднань кузова і візка існують на сьогодні?
- 6 Які навантаження передає маятникова опора кузова і в чому її недоліки?
- 7 Для чого використовується пружинний зертальний пристрій шворня?
- 8 Які особливості має коліскове підвішування?
- 9 Чим характеризуються пружини системи «Флексікойл»?
- 10 На яких локомотивах використовується система «Флексікойл»?
- 11 Які особливості руху екіпажа ТРС у кривих?
- 12 Які особливості руху екіпажа ТРС у прямих?
- 13 Які переваги локомотивів з пружним поперечним зв'язком кузова з візком перед локомотивами з жорстким шворнем?
- 14 Як впливає величина рамних сил Y на безпеку руху ТРС?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Теорія та конструкція локомотивів : навч. посіб. Ч. 1. Загальні характеристики та будова локомотивів / Е. Д. Тартаковський, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, А. П. Фалендиш. Харків : УкрДАЗТ, 2006. 75 с.

2 Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Ч. 4. Вписування екіпажів у криві. Харків : УкрДАЗТ, 2007. 37 с.

3 Теорія та конструкція локомотивів : методичні вказівки до самостійної роботи. Ч. 1. Допоміжні системи та механічна частина тепловозів / А. П. Фалендиш, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, П. О. Харламов. Харків : УкрДАЗТ, 2008. 64 с.

4 Тартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів. Харків : УкрДАЗТ, 2009. 160 с.

5 Теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту : підручник / С. В. Панченко, О. Б. Бабанін, А. О. Каграманян та ін. Харків : УкрДУЗТ, 2018. 362 с.

6 Toshiyuki A. Application of Universal Design to Railway Facilities. *Japanese Railway Engineering*. 2001. No 146. P. 1.

7 Demadret R. Maintenance and renovation of High Speed Lines / 7th Training on High Speed Systems. Paris : UIC. 2010.

ПРИСТРОЇ ЗВ'ЯЗКУ КУЗОВА ЛОКОМОТИВА
З ВІЗКАМИ

Конспект лекцій
з дисципліни

«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»

Частина 2
МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТРС

Відповідальний за випуск Клименко О. В.

Редактор Буранова Н. В.

Підписано до друку 09.03.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,25. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.