

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Львівська політехніка»

Інститут механічної інженерії та транспорту  
(назва інституту)

Залізничний транспорт  
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
Бакалавр  
(ступінь вищої освіти)

**на тему: Дослідження основних характеристик ходових якостей типових  
універсальних піввагонів.**

за освітньою програмою Вагони та вагонне господарство

зі спеціальності: 273 «Залізничний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Виконала: групи: ВГ-31сп  
студентка

(підпис студента)

Сергій КАРПЕНЮК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

д-р. істор. наук. Степан ДОВГАНЮК

(підпис)

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Завідувач кафедри ЗТ  
к.т.н., доц. Олена БАЛЬ

Львів – 2025 рік

Карпенюк С. Ф., Довганюк С. С. (керівник). Дослідження основних характеристик ходових якостей типових універсальних піввагонів. Бакалаврська кваліфікаційна робота. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2025.

#### Розширена анотація

Аналіз аварійних ситуацій на залізничному транспорті показує, що кожен випадок залізнично-транспортної пригоди є наслідком комплексу впливу негативних чинників, серед яких можливе домінування одного з них. У більшості випадків схід будь-якої одиниці рухомого складу – чи локомотива, чи вагона з рейок обумовлений недостатньою динамічною стійкістю, викликаною незадовільним станом їхніх ходових частин або таким же станом рейкової колії.

Для зниження ймовірності виникнення аварій і забезпечення необхідного рівня безпеки руху встановлюються нормативні межі динамічних характеристик ходових частин рухомого складу. Ці показники дозволяють встановити не лише вплив конструктивних особливостей технічного стану рухомого складу та рейкової колії на настання випадків сходу рухомого складу, а й встановлювати граничні значення їхніх параметрів, при яких виникає загроза настання залізнично-транспортних пригод.

Об'єкт дослідження – показники динамічних якостей ходових частин вантажних вагонів.

Мета дослідження – аналіз основних показників ходових якостей універсальних вагонів і перевірка їх відповідності встановленим нормам.

У роботі була проведено дослідження основних показників ходових якостей вагонів - коефіцієнта запасу стійкості колеса від вкочування на головку рейки, коефіцієнта стійкості від опрокидування вагона назовні та всередину кривої ділянки колії. Також було досліджено обмеження максимальної швидкості руху в кривій за коефіцієнтом запасу стійкості від вкочування (наповзання) гребеня на головку рейки та наведено основні проблеми, які

виникають при дослідженні динаміки рухомого складу за допомогою коефіцієнту стійкості від вкочування його колеса на головку рейки.

*Ключові слова:* коефіцієнт стійкості, динаміка рухомого складу, вкочування колеса, стійкість руху, рухомий склад.

### **Extended abstract**

An analysis of railway transport accidents reveals that each incident is typically the result of a combination of adverse factors, among which one may often play a dominant role. In most cases, the derailment of a rolling stock unit—be it a locomotive or a wagon—is caused by insufficient dynamic stability, which, in turn, results from the unsatisfactory condition of the running gear or the track infrastructure.

To reduce the likelihood of accidents and ensure the required level of operational safety, regulatory limits are set for the dynamic characteristics of the running gear of rolling stock. These parameters make it possible not only to determine the impact of the structural and technical condition of both the rolling stock and the railway track on the risk of derailment, but also to define critical threshold values at which railway accidents become probable.

Object of the study: dynamic performance indicators of the running gear of freight wagons.

Purpose of the study: to analyze the main indicators of the running performance of general-purpose wagons and to verify their compliance with established safety standards.

The study examines key indicators of the running performance of wagons, including – the wheel climb stability factor (resistance to flange climbing onto the railhead), the stability factor against wagon overturning outward and inward on curved track sections, the speed limitation in curves based on the wheel flange climbing coefficient.

Additionally, the work identifies key issues encountered in the analysis of rolling stock dynamics using the wheel flange climb stability factor.

*Keywords:* stability coefficient, rolling stock dynamics, wheel climb, running stability, rolling stock.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	11
1 ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ. ...	12
1.1 Визначення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки та амплітуди прискорення коливального процесу кузова вантажного вагона.....	12
1.2 Визначення коефіцієнта запасу стійкості колеса вантажного вагона від вкочування на головку рейки .....	20
1.3 Дослідження бокової качки кузова вантажного вагона.....	25
1.4 Розрахунок стійкості вагона від вкочування колеса на рейку при дії поздовжніх сил.....	26
1.5 Визначення коефіцієнта стійкості від опрокидування вагона назовні та всередину кривої ділянки колії .....	31
2 ОБМЕЖЕННЯ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ ЗАПАСУ СТІЙКОСТІ ВІД ВКОЧУВАННЯ ЙОГО КОЛЕСА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ.....	39
2.1 Дослідження обмеження швидкості вантажних вагонів в кривих ділянках колії за критерієм їхньої стійкості від опрокидування.....	39
2.2. Дослідження обмеження швидкості руху вантажних вагонів в кривих ділянках колії за критерієм їхньої стійкості від опрокидування.....	36
3 ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ДИНАМІКИ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗА ДОПОМОГОЮ КОЕФІЦІЄНТУ СТІЙКОСТІ ВІД ВКОЧУВАННЯ ЙОГО КОЛЕСА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ .....	51
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАТУРНИХ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ ВАГОНІВ.....	52
ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	57

## ВСТУП

Сучасний рівень розвитку залізничного транспорту висуває все більші вимоги до якості рухомого складу. Для підвищення швидкості руху поїздів, осьових навантажень та забезпечення збереження вантажів залізниці потрібні надійні та безпечні вантажні вагони, обладнані візками нового покоління з високими техніко-економічними параметрами [1]. Поліпшення динамічних якостей вагонів за рахунок удосконалення технічних характеристик ходових частин є однією з найактуальніших проблем залізничного транспорту, оскільки кожна транспортна пригода пов'язана зі збігом низки несприятливих обставин, серед яких, тим не менше, завжди присутня провідна причина. Низький запас стійкості вантажних вагонів від сходу з рейок найчастіше обумовлюється їхніми незадовільними динамічними властивостями, які пояснюються конструкційними особливостями, технічним станом ходових частин та станом рейкової колії. Для запобігання залізнично-транспортним пригодам і забезпечення запасу стійкості руху рухомого складу встановлюються певні границі, які виражаються за допомогою нормованих значень – показників ходових якостей. Ці показники дозволяють встановити не лише вплив конструктивних особливостей технічного стану рухомого складу та рейкової колії на настання випадків його сходу з рейкової колії, а й встановлювати граничні значення їхніх параметрів, при яких виникає загроза настання такого роду залізнично-транспортних пригод.

До таких показників також відноситься параметри обмеження максимальної швидкості руху рухомого складу у прямій чи кривій ділянці колії. Показником у даному випадку виступає коефіцієнт стійкості проти вкочування гребеня колеса колісної пари на головку рейку. Наявність певних обмежень – показників з їхніми

допустимими значеннями необхідно для забезпечення здатності залізничного транспорту задовольняти потреб щодо перевезень пасажирів, вантажів при безумовному забезпеченні безпеки руху, що визначає його розвиток на ринку залізничних перевезень.

## 1 ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Візки вагонів відносяться до вузлів вагона, які найбільше інтенсивно удосконалюються. Підвищення осьових навантажень, швидкостей руху, збільшення вимог щодо створення комфортних умов для пасажирів та зменшення динамічних впливів на вантажі, що перевозяться, і рейкову колію в першу чергу відбиваються на ходових частинах вагонів.

Рейкова колія має у профілі та в плані велику кількість різного роду нерівностей. Коли колісні пари рухаються по них, то набувають прискорень, а отже, і зазнають впливу сил інерції, величина яких залежить від необресореної маси деталей вагона. У візках вантажних вагонів не обресореними елементами є колісні пари, буксові вузли, і навіть бокові рами візка, які взаємодіють із нею. Всі основні показники ходових якостей вагона безпосередньо пов'язані з конструктивними рішеннями, реалізованими у візках. Слід зазначити, що характеристики ресорного підвішування візків визначають основні показники ходових якостей вантажного вагона, такі як:

- коефіцієнт вертикальної динаміки  $k_{дв}$  і рамна сила  $H_p$ ;
- показники плавності ходу  $W_b$  і  $W_r$  (для населених приміщень ізотермічних вагонів);
- горизонтальні та вертикальні прискорення кузова  $j_b, j_r$ ;
- коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок за умовою вкочування гребеня колеса на головку рейки  $k_{ст}$  і коефіцієнт запасу поперечної стійкості вагона від опрокидування в кривій ділянці колії під дією бокових сил  $k_{yo}$ .

Стійкість колісної пари від сходу з рейок перевіряється в найбільш критичних умовах, коли поєднуються значна поперечна сила від набігаючого

колеса на рейку та низьке вертикальне навантаження на це колесо. За одночасної дії таких сил протягом певного часу можливе вкочування гребеня набігаючого колеса на головку рейки, що може призвести до сходу вагона.

### 1.1 Визначення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки та амплітуди прискорення коливального процесу кузова вантажного вагона

Для пружнофрикційного зв'язку, що має місце у візках, коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки визначаються за формулою:

$$k_{ДВ} = \frac{f_{Д}}{f_{СТ}}(1 + \varphi) + \varphi, \quad (1.1)$$

$$k_{ДГ} = \frac{\sum C_{Гi} Y_0}{\sum C_{Вi} f_{СТ}} + \varphi, \quad (1.2)$$

де  $f_{Д}$  – амплітуда вертикальних коливань кузова, м;

$f_{СТ}$  – статичний прогин ресор візка, м;

$\varphi$  – коефіцієнт відносного тертя,  $\varphi = 0,08 - 0,1$ ;

$\sum C_{Гi}$  – сумарна горизонтальна жорсткість ресорного підвішування візка, кН/м;

$\sum C_{Вi}$  – сумарна вертикальна жорсткість ресорного підвішування, кН/м;

$Y_0$  – амплітуда горизонтальних коливань кузова вагона, м.

Сумарна вертикальна жорсткість ресорного підвішування обчислюється за такою формулою:

$$\sum C_{Вi} = \frac{(T + P_{ном} - 2m_{в} - 2m_{нб})}{f_{СТ}} \cdot g, \quad (1.3)$$

де  $m_{нб}$  – маса надресорної балки візка вагона, т;

$m_{\text{в}}$  – маса візка,  $m$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ .

Сумарна горизонтальна жорсткість ресорного підвішування візка визначається за допомогою виразу:

$$\sum C_{\text{Гі}} = n c g, \quad (1.4)$$

де  $n$  – кількість дворядних пружин у ресорному підвішуванні одного візка;

$c$  – горизонтальна жорсткість однієї дворядної пружини,  $кН/м$ .

Амплітуда вертикальних коливань кузова визначається за формулою:

$$Z_0 = \eta_0 \frac{\sqrt{1 + 4\gamma^2 \frac{\omega_{\text{ПВ}}^2}{\omega_{\text{П}}^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{\text{ПВ}}^2}{\omega_{\text{П}}^2}\right)^2 + 4\gamma^2 \frac{\omega_{\text{ПВ}}^2}{\omega_{\text{П}}^2}}}, \quad (1.5)$$

де  $\eta_0$  – амплітуда збурюючої дії,  $м$ ;

$\gamma$  – показник демпфування;

$\omega_{\text{ПВ}}$  – частота сили збурення у вертикальній площині,  $рад/с$ .

Частота сили збурення визначається відповідно до виразу:

$$\omega_{\text{ПВ}} = \frac{2\pi v}{L_p}, \quad (1.6)$$

де  $v$  – конструктивна швидкість руху вагона,  $м/с$ ;

$L_p$  – довжина рейкової ланки,  $м$ .

Власна частота коливання обресореної маси вагона визначається з виразу:

$$\omega_{\text{П}}^2 = \frac{\sum C_{\text{Bi}}}{m}, \quad (1.7)$$

де  $m$  – конструктивна швидкість руху вагона,  $m$ .

Показник демпфування обчислюється за такою формулою:

$$\gamma = \beta / \beta_{\text{кр}}, \quad (1.8)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт опору демпферів;

$\beta_{\text{кр}}$  – критична величина коефіцієнта опору демпферів.

Коефіцієнт опору демпферів визначається за формулою:

$$\beta = \frac{4F_0}{\pi\omega_{\text{пв}}a}, \quad (1.9)$$

де  $F_0$  – сила тертя у гасниках коливань,  $\text{кН}$ ;

$a$  – амплітуда коливань,  $m$ .

Амплітуда коливань визначається з формули:

$$a = 0,975\eta_0. \quad (1.10)$$

Сила тертя у гасниках коливань визначається за формулою:

$$F_0 = 4 \cdot mg\varphi. \quad (1.11)$$

Критична величина коефіцієнта опору демпферів становить:

$$\beta_{\text{кр}} = 2 \sum C_{\text{Ві}} \sqrt{\frac{f_{\text{СТ}}}{g}}. \quad (1.12)$$

Амплітуда горизонтальних коливань кузова визначається за формулою:

$$Y_0 = \xi_0 \frac{\sqrt{1 + 4\gamma^2 \frac{\omega_{\Gamma B}^2}{\omega_{\Gamma}^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_{\Gamma B}^2}{\omega_{\Gamma}^2}\right)^2 + 4\gamma^2 \frac{\omega_{\Gamma B}^2}{\omega_{\Gamma}^2}}}, \quad (1.13)$$

де  $\xi_0$  – амплітуда виляння, *м*;

$\omega_{\Gamma B}$  – частоти збурюючої сили в горизонтальній площині, *рад<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>*.

$$\omega_{\Gamma B}^2 = \frac{v^2 n}{rS}, \quad (1.14)$$

де  $n$  – конусність поверхні кочення колеса;

$r$  – радіус зношеного колеса, *м*;

$S$  – половина відстані між колами кочення коліс, *м*.

Коефіцієнти горизонтальної динаміки нормами [2] не регламентуються, а регламентується відношення сили  $H_p$  (рамна сила) до вертикального навантаження  $P_0$  (осьове навантаження) –  $\frac{P_0}{H_p}$ . Це відношення і є коефіцієнтом горизонтальної динаміки. Надалі використовуватимемо ці значення при розрахунку коефіцієнта запасу стійкості колеса вагона від вкочування на головку рейки.

Для найпростішої моделі руху вагона по горизонтальній нерівності або при гармонійному збуренні, амплітуди вертикальних  $j_b$  та горизонтальних  $j_r$  прискорень будуть визначатися формулами:

$$j_b = \omega_{\Pi B}^2 \cdot Z_0, \quad (1.15)$$

$$j_r = \omega_{\Gamma B}^2 \cdot Y_0. \quad (1.16)$$

Проведемо для прикладу розрахунки коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки за вищенаведеними формулами.

Спочатку визначимо сумарну вертикальну жорсткість ресорного підвішування вагона:

$$\sum C_{Bi} = \frac{(22 + 71 - 2 \cdot 4,9 + 2 \cdot 0,4)}{0,05} \cdot 9,81 = 16480,8 \text{ кН / м.}$$

Сумарна горизонтальна жорсткість ресорного підвішування візка відповідно до формули (1.3) становитиме:

$$\sum C_{Gi} = 14 \cdot 60 \cdot 9,81 = 8240,4 \text{ кН / м.}$$

Частота сили збурення у вертикальній площині становить:

$$\omega_{ПВ} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 33,3}{12,5} = 16,73 \text{ рад / с.}$$

Далі визначимо частоту коливань обресореної маси вагона:

$$m_{гр} = 22 + 71 - 2 \cdot 4,9 + 2 \cdot 0,4 = 84 \text{ т,}$$

$$m_{пор} = 22 - 2 \cdot 4,9 + 2 \cdot 0,4 = 13 \text{ т.}$$

Власна частота коливання обресореної маси завантаженого та порожнього вагона становитиме:

$$\omega_{Пзав}^2 = \frac{16480,8}{84} = 196,2 \text{ рад}^2 / \text{с}^2,$$

$$\omega_{Ппор}^2 = \frac{16480,8}{13} = 1267,75 \text{ рад}^2 / \text{с}^2.$$

Сила тертя у гасниках коливань для завантаженого та порожнього вагона становить:

$$F_0^{зав} = 4 \cdot 84 \cdot 9,81 \cdot 0,09 = 296,65 \text{ кН,}$$

$$F_0^{пор} = 4 \cdot 13 \cdot 9,81 \cdot 0,09 = 45,92 \text{ кН.}$$

Визначимо амплітуду коливань:

$$a = 0,975 \cdot 0,0055 = 5,36 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Розрахуємо коефіцієнт опору демпферів для порожнього та завантаженого вагона та його критичне значення:

$$\beta_{\text{зав}} = \frac{296,65}{3,14 \cdot 16,73 \cdot 5,36 \cdot 10^{-3}} = 1053,55 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}},$$

$$\beta_{\text{пор}} = \frac{45,92}{3,14 \cdot 16,73 \cdot 5,36 \cdot 10^{-3}} = 163,08 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}},$$

$$\beta_{\text{кр}} = 2 \cdot 16480,8 \cdot \sqrt{\frac{0,05}{9,81}} = 2353,2 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Тоді значення показників демпфірування для завантаженого та порожнього вагонів становитимуть:

$$\gamma_{\text{зав}} = \frac{1053,55}{2353,2} = 0,45,$$

$$\gamma_{\text{пор}} = \frac{163,08}{2353,2} = 0,07.$$

Маючи тепер всі необхідні значення визначимо величину амплітуди вертикальних коливань кузова завантаженого та порожнього вагона:

$$Z_0^{\text{зав}} = 0,0055 \cdot \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot (0,45)^2 \cdot \frac{16,73^2}{196,2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{16,73^2}{196,2}\right)^2 + 4 \cdot (0,45)^2 \cdot \frac{16,73^2}{196,2}}} = 0,007 \text{ м},$$

$$Z_0^{\text{пор}} = 0,0055 \cdot \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot (0,07)^2 \cdot \frac{16,73^2}{1267,75}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{16,73^2}{1267,75}\right)^2 + 4 \cdot (0,07)^2 \cdot \frac{16,73^2}{196,2}}} = 0,0071 \text{ м}.$$

Визначимо збурюючу частоту горизонтальних коливань обресореної маси вагона:

$$\omega_{\text{ГВ}}^2 = \frac{33,3^2 \cdot 0,05}{0,45 \cdot 0,79} = 156 \text{ рад}^2 / \text{с}^2.$$

Тепер визначимо власну частоту горизонтальних коливань обресореної маси завантаженого та порожнього вагона:

$$\omega_{\text{Гзав}}^2 = \frac{8240,4}{84} = 98,1 \text{ рад}^2 / \text{с}^2,$$

$$\omega_{\Gamma\text{пор}}^2 = \frac{8240,4}{13} = 633,9 \text{ рад}^2 / \text{с}^2,$$

Визначимо амплітуду горизонтальних коливань вагона:

$$Y_0^{\text{зав}} = 0,007 \cdot \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot (0,45)^2 \cdot \frac{156^2}{98,1}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{156^2}{98,1}\right)^2 + 4 \cdot (0,45)^2 \cdot \frac{156^2}{98,1}}} = 0,008 \text{ м},$$

$$Y_0^{\text{пор}} = 0,007 \cdot \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot (0,07)^2 \cdot \frac{156^2}{633,9}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{156^2}{633,9}\right)^2 + 4 \cdot (0,07)^2 \cdot \frac{156^2}{633,9}}} = 0,009 \text{ м}.$$

Тепер, враховуючи, що  $f_d = Z_0$ , можна знайти значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки:

$$k_{\text{ДВ}}^{\text{зав}} = \frac{0,007}{0,05} \cdot (1 + 0,09) + 0,09 = 0,24,$$

$$k_{\text{ДВ}}^{\text{пор}} = \frac{0,0071}{0,05} \cdot (1 + 0,09) + 0,09 = 0,245,$$

$$k_{\text{ДГ}}^{\text{зав}} = \frac{8240,4 \cdot 0,008}{16480,8 \cdot 0,05} + 0,09 = 0,17,$$

$$k_{\text{ДГ}}^{\text{пор}} = \frac{8240,4 \cdot 0,009}{16480,8 \cdot 0,05} + 0,09 = 0,18.$$

Визначимо амплітуди вертикальних  $j_{\text{в}}$  та горизонтальних  $j_{\text{г}}$  прискорень за формулами (1.15), (1.16):

$$j_{\text{в}}^{\text{зав}} = 16,73^2 \cdot 0,007 = 1,96 \text{ м} / \text{с}^2 = 0,19\text{g},$$

$$j_{\text{в}}^{\text{пор}} = 16,73^2 \cdot 0,0071 = 1,99 \text{ м} / \text{с}^2 = 0,2\text{g},$$

$$j_{\text{г}}^{\text{зав}} = 156^2 \cdot 0,008 = 1,248 \text{ м} / \text{с}^2 = 0,12\text{g},$$

$$j_{\text{г}}^{\text{пор}} = 156^2 \cdot 0,009 = 1,4 \text{ м} / \text{с}^2 = 0,14\text{g}.$$

З вищевикладених розрахунків видно, що значення вертикальних  $j_{\text{в}}$  та горизонтальних  $j_{\text{г}}$  прискорень відповідають вимогам норм [2].

## 1.2 Визначення коефіцієнта запасу стійкості колеса вантажного вагона від вкочування на головку рейки

При русі на як на прямих, так і на кривих ділянках колії передні за ходом колеса візків вагонів набігають гребенями на бічні грані головок рейок. У випадку, якщо горизонтальна сила динамічного тиску колеса на головку рейки  $P_6$  велика, а вертикальна  $P_b$  мала (наприклад, внаслідок розвантаження при коливаннях кузова вагона), то може настати ситуація, коли гребінь колеса заповзатиме на головку рейки. При подальшому русі гребінь накочується на головку рейки і відбувається схід колеса колісної пари з колії. Запас стійкості колеса від вкочування на головку рейки для вантажних вагонів має бути не нижче – 1,4. Для визначення запасу стійкості колеса від скочування з головки рейки існує коефіцієнт  $K_{yc}$  :

$$k_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_b}{P_6} \geq [k_{yc}], \quad (1.17)$$

де  $P_b$  – вертикальне навантаження від колеса, яке набігає на рейку;

$\mu$  – коефіцієнт тертя поверхонь колеса і рейок (приймається  $\mu = 0,25$ );

$\beta$  – кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної площини. Для нових коліс з профілем по ГОСТ 9036-88  $\beta = 60^\circ$ ;

$P_6$  – бокова сила взаємодії гребеня колеса, яке набігає, і головки рейки;

$[k_{yc}]$  – допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості.

В нормах [2] бокова та вертикальна сили визначаються за допомогою формул:

$$P_B = 2Q_{\text{ш}}^{\text{ст}} \left[ \frac{b-a_2}{l} (1 - \overline{k_{\text{дв1}}}) - \frac{b}{l} \overline{k_{\text{дбк}}} \right] + H_p \cdot \frac{r}{l} + q_{\text{кп}}^{\text{н}} \frac{b-a_2}{l}, \quad (1.18)$$

$$P'_B = 2Q_{\text{ш}}^{\text{ст}} \left[ \frac{b-a_1}{l} (1 - \overline{k_{\text{дв1}}}) - \frac{b}{l} \overline{k_{\text{дбк}}} \right] - H_p \cdot \frac{r}{l} + q_{\text{кп}}^{\text{н}} \frac{b-a_1}{l}, \quad (1.19)$$

$$P_6 = H_p + \mu \cdot P'_B, \quad (1.20)$$

де  $Q_{\text{ш}}^{\text{ст}}$  – сила ваги обресорених частин вагона, яка діє на шийку осі колісної пари;

$l$  – середня відстань між точками контакту коліс з рейками,  $l = 1,6$  м;

$\overline{k_{\text{дбк}}}$  – розрахункове значення коефіцієнта вертикальної динаміки бокового хитання, приблизно приймається  $\overline{k_{\text{дбк}}} = 0,25 \cdot \overline{k_{\text{дв}}}$ ;

$q_{\text{кп}}^{\text{н}}$  – сила ваги не обресорених частин, яка припадає на колісну пару;

$H_p$  – розрахункове середнє значення рамної сили;

$2b$  – відстань між центрами шийок осі,  $2b = 2,036$  м;

$\overline{k_{\text{дв1}}}$  – розрахункове значення коефіцієнта вертикальної динаміки екіпажу, приблизно приймається  $\overline{k_{\text{дв1}}} = 0,75 \cdot \overline{k_{\text{дв}}}$ ;

$a_{1,2}$  – розрахункова відстань від точок контакту до середин шийок осі колісної пари,  $a_1 = 0,25$  м,  $a_2 = 0,22$  м;

$r$  – радіус колеса,  $r = 0,45$  м.

Відповідно до норм [2] коефіцієнт вертикальної динаміки  $k_{\text{дв}}$  визначається за формулою:

$$P(k_{\text{дв}}) = 1 - \exp \left( -\frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{\text{дв}}^2}{k_{\text{дв}}^2} \cdot \beta^2 \right). \quad (1.21)$$

У формулі (1.20) коефіцієнт  $k_{дв}$  розраховується як квантиль цієї функції при розрахунковій односторонньої ймовірності  $P(k_{дв})$ , тобто:

$$k_{дв} = \frac{\overline{k_{дв}}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{дв})}}, \quad (1.22)$$

де  $P(k_{дв})$  – при розрахунках на міцність за допустимим напруженням приймається  $P(k_{дв})=0,97$ ;

$\beta$  – параметр розподілення, який уточнюється по експериментальним даним, для деталей пасажирських вагонів при існуючих умовах експлуатації  $\beta = 1$ ;

$\overline{k_{дв}}$  – середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки.

Середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки визначається з виразу:

$$\overline{k_{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V - 15}{f_{ст}}, \quad (1.23)$$

де  $f_{ст}$  – статичний прогин ресорного підвішування вагона, м;

$b$  – коефіцієнт, який враховує вплив числа осей в візку чи групи візків під одним кінцем екіпажу;

$a$  – коефіцієнт, для елементів кузова становить 0,05;

$V$  – розрахункова швидкість руху, м/с.

Коефіцієнт, який враховує вплив числа осей в візку чи групи візків під одним кінцем екіпажу, визначається з виразу:

$$b = \frac{n + 2}{2n}, \quad (1.24)$$

де  $n$  – кількість осей вагона.

Рамна сила  $H_p$  визначається за формулою:

$$H_p = P_0 \cdot \overline{k_{дг}}, \quad (1.25)$$

де  $P_0$  – осьове навантаження,  $\kappa H$ .

Відповідно до норм [2] коефіцієнт горизонтальної динаміки  $k_{дг}$  розглядається [2] як випадкова функція з імовірнісним розподілом виду:

$$P(k_{дг}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{дг}^2}{\overline{k_{дг}}}\right). \quad (1.26)$$

Як і для вертикальної, так і для горизонтальної динаміки коефіцієнт  $k_{дг}$  визначається як квантиль цієї функції при розрахунковій односторонньої ймовірності  $P(k_{дг}) = 0,97$ , тобто розраховується за формулою:

$$k_{дг} = \frac{\overline{k_{дг}}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{дг})}}, \quad (1.27)$$

де  $\overline{k_{дг}}$  - середнє ймовірне значення коефіцієнта горизонтальної динаміки.

Середнє ймовірне значення коефіцієнта горизонтальної динаміки визначається з формули:

$$\overline{k_{дг}} = b\delta(5 + V), \quad (1.28)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт, який враховує тип ходових частин вагонів. Для вантажних вагонів на безлюлькових візках з великою горизонтальною жорсткістю підвішування  $\delta = 0,003$ , для пасажирських та ізотермічних вагонів із люлькою  $\delta = 0,0015$  та  $\delta = 0,002$ , для пасажирських вагонів на безлюлькових візках з пневмопідвішуванням  $\delta = 0,0018$ .

Проведемо розрахунки коефіцієнта запасу стійкості від вкочування на головку рейки для порожнього та завантаженого вагона за вищенаведеними формулами.

Розрахуємо спочатку вагу обресорених частин вагона, які діють на шийку осі колісної пари завантаженого та порожнього вантажного вагона.

$$Q_{шз}^{ст} = \frac{922,14 - 4 \cdot 13,786}{2 \cdot 4} = 108,37 \text{ кН.}$$

$$Q_{шп}^{ст} = \frac{264,87 - 4 \cdot 13,786}{2 \cdot 4} = 26,22 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт горизонтальної динаміки  $k_{дг}$  та середнє ймовірне значення коефіцієнта горизонтальної становлять:

$$\overline{k_{дг}} = 1 \cdot 0,003 \cdot (5 + 33,33) = 0,115.$$

$$k_{дг} = 0,115 \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,243.$$

Встановимо для кузова завантаженого та порожнього вагона середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки.

$$\overline{k_{двз}} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,33 - 15}{0,06298} = 0,155.$$

$$\overline{k_{двп}} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,33 - 15}{0,015} = 0,4899.$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки  $k_{дв}$  для завантаженого та порожнього становить:

$$k_{двз} = \frac{0,155}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,2899,$$

$$k_{двп} = \frac{0,4899}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,916.$$

Середнє значення коефіцієнта вертикальної динаміки для обресорених мас завантаженого та порожнього вагона становить:

$$\overline{k_{дв1}} = 0,75 \cdot 0,4899 = 0,3674.$$

$$\overline{k_{дв2}} = 0,75 \cdot 0,155 = 0,1163.$$

Середнє значення коефіцієнта вертикальної динаміки бокового хитання для завантаженого та порожнього вагона становить:

$$\overline{k_{дбкп}} = 0,25 \cdot 0,4899 = 0,122.$$

$$\overline{k_{дбкз}} = 0,25 \cdot 0,155 = 0,03875.$$

Визначимо рамну силу для завантаженого та порожнього вагона згідно з формулою (1.25), враховуючи формулу (1.28):

$$H_p^{зав} = 216,74 \cdot \frac{2+2}{2 \cdot 2} 0,003 \cdot (5 + 33,3) = 24,9 \text{ кН},$$

$$H_p^{пор} = 52,44 \cdot \frac{2+2}{2 \cdot 2} 0,003 \cdot (5 + 33,3) = 6,025 \text{ кН}.$$

Розрахуємо вертикальне навантаження, яке виникає від колеса колісної пари завантаженого і порожнього вантажного вагона:

$$P_{в1з} = 2 \cdot 108,37 \cdot \left[ \frac{1,018 - 0,22}{1,6} (1 - 0,1163) - \frac{1,018}{1,6} \cdot 0,03875 \right] + 24,9 \cdot \frac{0,45}{1,6} + 54,185 \cdot \frac{1,018 - 0,22}{1,6} = 124,209 \text{ кН}.$$

$$P_{в2з} = 2 \cdot 108,37 \cdot \left[ \frac{1,018 - 0,25}{1,6} (1 - 0,1163) + \frac{1,018}{1,6} \cdot 0,03875 \right] - 24,9 \cdot \frac{0,45}{1,6} + 54,185 \cdot \frac{1,018 - 0,25}{1,6} = 116,39 \text{ кН}.$$

$$P_{в1п} = 2 \cdot 26,22 \cdot \left[ \frac{1,018 - 0,22}{1,6} (1 - 0,3674) - \frac{1,018}{1,6} \cdot 0,122 \right] + 6,025 \cdot \frac{0,45}{1,6} + 13,768 \cdot \frac{1,018 - 0,22}{1,6} = 30,645 \text{ кН}.$$

$$P_{в2п} = 2 \cdot 26,22 \cdot \left[ \frac{1,018 - 0,25}{1,6} (1 - 0,3674) + \frac{1,018}{1,6} \cdot 0,122 \right] - 6,025 \cdot \frac{0,45}{1,6} + 13,768 \cdot \frac{1,018 - 0,25}{1,6} = 24,9 \text{ кН}.$$

Перейдемо до розрахунку бокової сили взаємодії гребеня набігаючого колеса завантаженого і порожнього вагона з головкою рейки:

$$P_{бз} = 24,9 + 0,25 \cdot 96,88 = 49,12 \text{ кН}.$$

$$P_{бп} = 6,025 + 0,25 \cdot 24,9 = 12,25 \text{ кН}.$$

Отримавши всі потрібні значення, встановимо значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок для завантаженого та порожнього вагона:

$$k_{\text{стз}} = \frac{1,732 - 0,25}{1 + 0,25 \cdot 1,732} \cdot \frac{116,39}{49,12} = 2,45.$$

$$k_{\text{стп}} = \frac{1,732 - 0,25}{1 + 0,25 \cdot 1,732} \cdot \frac{24,9}{12,25} = 2,1.$$

Допустимий коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок для вантажних вагонів становить [2]  $[k_{\text{ст}}] = 1,3$ .

Отже, для вантажного завантаженого та порожнього піввагона умова стійкості від вкочування колеса на головку рейки виконується, тобто схід вагона не відбувається ( $1,3 < 2,19$ ;  $1,3 < 2,587$ ).

### 1.3 Дослідження бокової качки кузова вантажного вагона

Бокова качка кузова вагона з одинарним ресорним підвішуванням перевіряється за формулою:

$$\frac{b^2}{f_{\text{ст}}} \geq h_c + 2m, \quad (1.29)$$

де  $2b$  – відстань поперек вагона між осями опор на букси, м;  $2b = 2,036$  м;

$h_c$  – висота центру ваги кузова вагона над віссю колісної пари, м;

Статичний прогин ресор під навантаженим вагоном складає  $f_{\text{ст}}^{\text{зав}} = 0,05$  м, а

для порожнього вагона визначається за виразом:

$$f_{\text{ст}}^{\text{пор}} = \frac{T}{T + P} f_{\text{ст}}^{\text{зав}}, \quad (1.30)$$

де  $T$  – тара вагона,  $m$ ;  $T = 22$  т;  $P$  – вантажопідйомність вагона,  $P = 71$  т.

$$f_{\text{ст}}^{\text{пор}} = \frac{22}{22 + 71} \cdot 0,05 = 0,012 \text{ м.}$$

Перевіримо виконання умови для навантаженого, а потім і порожнього вагона:

$$\frac{(1,018)^2}{0,05} \geq 1,6 + 2; \quad 20,72 > 3,6;$$

$$\frac{(1,018)^2}{0,012} \geq 1,6 + 2; \quad 86,36 > 3,6;$$

Отже, умова нерівності виконується і для навантаженого, і для порожнього піввагону із великим запасом.

#### **1.4 Розрахунок стійкості вагона від вкочування колеса на рейку при дії поздовжніх сил**

Після того, як визначено основні розмірні параметри вагонів, характеристики ходових частин та ударно-тягових приладів необхідно провести деякі розрахунки, виконання яких пов'язані з оцінкою умов безпечного руху конструкції. При дії поздовжньої стискаючої сили  $N$  на автозчеп вагона можливе його витискання.

Тобто при певних умов і навантаженні вагона може виникнути таке розвантаження колісних пар, при якому відбудеться вкочування одного з його коліс на головку рейки. Цей процес головним чином залежить від параметрів кузова вагона, бази вагона, довжини по упорним плитам автозчепів, довжини вагона по осях зчеплення.

Крім геометричних характеристик, на стійкість впливають величини вертикальних навантажень від візка на колію з урахуванням розвантаження від сил інерції, вертикальне статичне навантаження від візка на колію, розрахункові поздовжні зусилля, що діють на автозчепи вагона (для

порожнього 4-х основного) вагона  $N = 0,5$  МН). До формули для оцінки стійкості входять і характеристики жорсткості ресорного підвішування одного візка (вертикальна  $C_v$  і горизонтальна  $C_g$ ). Від цих жорсткостей залежать  $N_{ка}, N_{кб}$  – поздовжні критичні сили, що призводять до відносному перекосу вагонів та осей автотчепів у плані:

$$N_{ка} = \frac{C_g}{1 + \frac{L}{a}} \cdot \frac{l^2}{L}, \quad (1.31)$$

$$N_{кб} = a \cdot C_g, \quad (1.32)$$

де  $C_g$  – горизонтальна (поперечна) жорсткість ресорного підвішування візка,  $\frac{\kappa H}{M^2}$

У нормах [2] оцінка коефіцієнта  $K_{ст}$  запасу стійкості колісної пари при поздовжніх стискаючих силах визначається з формули:

$$K_{ст} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_B + 2\gamma N \left\{ \left[ \frac{\delta_0 L}{l^2} \left( 1 + \frac{L}{a} \right) h_{II} \pm \alpha \frac{L_c}{R} h_a \right] \right\} \frac{1}{2S} \mp 2P_{вст} \cdot \frac{h_p}{2S} \cdot \frac{h_{II}}{2S}}{\mu P_B + 2\gamma N \left\{ \left[ \frac{\delta_0 L}{l^2} \left( 1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \cdot \left( 1 - \mu \frac{h_a}{2S} \right) \mp \mu \alpha \frac{L_c}{R} \left( \frac{h_a - h_{II}}{S} \right) \right\} \mp 2P_{вст} \cdot \frac{h_p}{2S} \left( 1 - \mu \frac{h_{II}}{2S} \right)} \geq [k_{ст}], \quad (1.33)$$

де  $N$  – розрахункові поздовжні стискаючі сили, які діють на автотчепи вагона;

$\gamma, \alpha$  – коефіцієнти перекосу;

$P_B$  – вертикальне навантаження, яке передається від візка на рейкову колію з врахуванням його розвантаження при ексцентричній дії поздовжніх сил,  $\kappa H$ ;

$P_{вст}$  – вертикальне статичне навантаження від візка на колію. Оскільки процес витискання вагону є тривалим процесом, то в розрахунках слід

враховувати поздовжню квазістатичну силу,  $\kappa H$ ;

$2\delta_0$  – сумарний вільний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії в площині поперечного перерізу по шворню,  $m$ ;

-  $h_p$  – підвищення зовнішньої рейки в кривій;

$h_{\pi}, h_{\psi}$  – відстані від робочої площини п'ятники і осі автозчепу до рівня головок рейок,  $m$ ;

$2L, 2L_c, 2l$  – відстань між упорними плитами автозчепок і довжина вагона по осях зчеплення автозчепів, база вагона,  $m$ ;

$a$  – довжина корпусу автозчепу від осі зчеплення до кінця хвостової частини,  $m$ ;

$R$  – радіус кривої, приймається  $R = 250 m$ ;

$2S$  – відстань між колами катання коліс,  $m$ .

Розрахунок вертикального навантаження від візка на колію проводиться з урахуванням його розвантаження під дією поздовжньої сили, яка спричинена різницею висот осей автозчепів вагона, який досліджується і сусіднього вагона:

$$P_B = \frac{P_{вст}}{2} - \frac{N \frac{\Delta h}{2a} \left( \frac{L+l}{2l} - \frac{L}{l} - \frac{1}{1 - \frac{C_B l^2}{NL}} \right)}{1 - \frac{N}{2aC_B} \left( 1 - \frac{L^2}{l^2} - \frac{1}{1 - \frac{NL}{C_B l^2}} \right)}, \quad (1.34)$$

де  $\Delta h$  – різниця рівнів осей автозчепів в з'єднанні 2-х вагонів, приймається  $\Delta h = 0,08 m$ ;

$P_{вст}$  – вага порожнього вагону,  $\kappa H$ ;

$C_B$  – вертикальна жорсткість ресорного підвішування одного візка,  $\frac{\kappa H}{m^2}$ .

В формулі (1.33) коефіцієнти  $\gamma$  і  $\alpha$  розраховуються за формулами:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{\text{ка}}}}, \quad (1.35)$$

$$\alpha = \frac{1 - \frac{N}{N_{\text{ка}}}}{1 - \frac{N}{N_{\text{кб}}}}, \quad (1.36)$$

де  $N_{\text{ка}}$  і  $N_{\text{кб}}$  – поздовжні критичні сили, що призводять до відносного перекосу.

Проведемо розрахунки коефіцієнта стійкості при дії поздовжньої сили для таких вхідних даних.

$$\beta = 60^\circ, \mu = 0,25, 2l_0 = 8,65 \text{ м}, 2L_{\text{сц}} = 13,92 \text{ м}, a = 1, 2L_{\text{к}} = 12,7 \text{ м}, C_{\Gamma} = 8240,4 \text{ кН / с}, \\ C_{\text{В}} = 16480,8 \text{ кН / с}, R = 250 \text{ м}, 2S = 1,58 \text{ м}, 2\delta_0 = 0,05 \text{ м}, h_{\text{п}} = 0,8 \text{ м}, h_{\text{а}} = 1,08 \text{ м}, h_{\text{ц}} = 1,45 \text{ м}.$$

Знайдемо поздовжні критичні сили:

$$N_{\text{ка}} = \frac{8240,4}{1 + \frac{6,35}{1}} \cdot \frac{4,325^2}{6,35} = 3302,63 \text{ кН},$$

$$N_{\text{кб}} = 1 \cdot 8240,4 = 8240,4 \text{ кН}.$$

Коефіцієнти перекосу визначимо з формул (1.35-1.36):

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{500}{3302,63}} = 1,78, \quad \alpha = \frac{1 - \frac{500}{3302,63}}{1 - \frac{500}{8240,4}} = 0,9.$$

Вертикальне статистичне навантаження від візка на колію рівне:

$$P_{\text{вст}} = 23,25 \cdot 2 \cdot 9,81 = 456,17 \text{ кН}.$$

Величина вертикального навантаження від візка на колію з врахуванням розвантаження від сил інерції:

$$P_b = 456,165 - \frac{500 \cdot \frac{0,1}{1,58} \left( \frac{6,35 + 4,325}{8,65} - \frac{6,35}{4,325} \cdot \frac{1}{1 - \frac{16480,8 \cdot 325^2}{500 \cdot 6,35}} \right)}{1 - \frac{500}{2 \cdot 16480,9} \left( 1 - \frac{6,35^2}{4,325^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{500 \cdot 6,35}{16480,8 \cdot 4,325^2}} \right)} = 443,5 \text{ кН}.$$

Тепер маючи всі дані, визначимо коефіцієнт стійкості при вкочуванні набігаючого колеса на зовнішню рейку:

$$k_{\text{ст}} = \frac{\text{tg} 60^\circ - 0,25}{1 + 0,25 \cdot \text{tg} 60^\circ} \cdot \frac{443,17 + 2 \cdot 1,178 \cdot 500}{0,25 \cdot 443,17 + 2 \cdot 1,178 \cdot 500} =$$

$$\frac{\left\{ \left[ \frac{0,25 \cdot 6,35}{4,325^2} \left( 1 + \frac{6,35}{1} \right) \cdot 0,8 + 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot 1,08 \right] + 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot (1,08 - 0,8) \right\}}{\left\{ \left[ \frac{0,25 \cdot 6,35}{4,325^2} \left( 1 + \frac{6,35}{1} \right) + 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \right] \left( 1 - 0,25 \cdot \frac{1,08}{1,58} \right) - 0,25 \cdot 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot \frac{1,08 - 0,8}{1,58} \right\} + \frac{1}{1,58} - 2 \cdot 456,17 \cdot \frac{0,15}{1,58} \cdot \frac{1,45}{1,58}}$$

$$+ 2 \cdot 456,17 \cdot \frac{0,15}{1,58} \left( 1 - 0,25 \cdot \frac{1,45}{1,58} \right) = 1,7.$$

Визначимо коефіцієнт стійкості при вкочуванні набігаючого колеса на внутрішню рейку:

$$k_{\text{ст}} = \frac{\text{tg} 60^\circ - 0,25}{1 + 0,25 \cdot \text{tg} 60^\circ} \cdot \frac{443,17 + 2 \cdot 1,178 \cdot 500}{0,25 \cdot 443,17 + 2 \cdot 1,178 \cdot 500} =$$

$$\frac{\left\{ \left[ \frac{0,25 \cdot 6,35}{4,325^2} \left( 1 + \frac{6,35}{1} \right) \cdot 0,8 - 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot 1,08 \right] - 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot (1,08 - 0,8) \right\} \cdot \frac{1}{1,58}}{\left\{ \left[ \frac{0,25 \cdot 6,35}{4,325^2} \left( 1 + \frac{6,35}{1} \right) - 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \right] \left( 1 - 0,25 \cdot \frac{1,08}{1,58} \right) + 0,25 \cdot 0,9 \cdot \frac{6,96}{250} \cdot \frac{1,08 - 0,8}{1,58} \right\}} = 6,25.$$

Таким чином, отримаємо:

$$k_{\text{стзов}} = 1,7 > [k_{\text{ус}}] = 1,2, \quad k_{\text{ствнут}} = 6,25 > [k_{\text{ус}}] = 1,2.$$

При проходженні вагоном кривої ділянки колії з підвищенням зовнішньої рейки на внутрішню  $h_p = 1,5 \text{ м}$ , конструкція має достатній запас коефіцієнтів

стійкості.

### **1.5 Визначення коефіцієнта стійкості від опрокидування вагона назовні та всередину кривої ділянки колії**

При проходженні кривих ділянок колії відцентрова сила і тиск вітру можуть перекинути вагон назовні кривої, розвантаживши колесо на внутрішній рейці. Перекидання перешкоджає протилежно спрямована складова сили тяжіння, обумовлена наявністю підвищення зовнішньої рейки.

При малих швидкостях руху підвищення зовнішньої рейки та тиск вітру, спрямований до центру кривої, сприяють розвантаженню колеса на зовнішній рейці, що може викликати перекидання всередину кривої. І в тому, і в іншому випадку на перераховані поєднання силових впливів можуть накладатися ряд інших факторів силового та конструктивного походження, що погіршує умови експлуатації вагона.

При аналізі стійкості вагона від перекидання назовні кривої ділянки рейкової колії розглядається його рух по кривій ділянці з максимально допустимою швидкістю під час гальмування поїзда. У розрахунках враховуються відцентрові та вітрові сили, які спрямовані в один бік, а також горизонтальні поперечні компоненти поздовжніх сил, що передаються через автотзчепи вагонів. Обчислення виконуються як для завантаженого, так і для порожнього вагона.

Для оцінки стійкості від перекидання вагона всередину кривої (так званого "стягування") розглядається ситуація, коли вагон починає рух із місця на кривій ділянці колії малого радіуса з максимальною висотою підвищення зовнішньої рейки. У цьому випадку враховуються поперечна складова сили тяжіння вагона (так звана "доцентрова сила"), спрямована всередину кривої, вітрове навантаження з тим самим напрямком, а також поперечні компоненти поздовжніх сил розтягування, що діють через автотзчепи. Розрахунки проводяться для завантаженого і порожнього станів вагона.

У вантажних вагонах із короткими гладкими шворнями, які не

перешкоджають відриву кузова від візка під час перекидання, стійкість визначається для кузова відносно осі, яка проходить через поздовжні осі ковзунів у їхній площині.

Також слід враховувати поперечні зміщення центрів ваги кузова та візка від центральної осі вагона через відносні переміщення його елементів. Ці зміщення можуть виникати через зазори між ковзунами або односторонні просадки ресорних комплектів під дією бокових перекидаючих моментів.

Оцінка стійкості проводиться за співвідношенням:

$$k_{\text{стопр}} = \frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{дин}}} \geq [k_{\text{стопр}}], \quad (1.37)$$

де  $P_{\text{дин}}$  – вертикальна динамічна сила тиску колеса на рейку, яка викликається дією поперечних сил з врахуванням переміщення центрів ваги візка і кузова,  $\text{кН}$ ;

$P_{\text{ст}}$  – вертикальна статична сила тиску колеса на рейку з врахуванням розвантаження колеса при дії вертикальних складових поздовжніх сил, що діють на вагон через автозчепи,  $\text{кН}$ ;

$[k_{\text{стопр}}]$  – допустимий коефіцієнт запасу стійкості від опрокидування.

Вертикальна статична та динамічна сили  $P_{\text{ст}}$  і  $P_{\text{дин}}$  визначаються з формул:

$$P_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{в}} - 2P_{\text{н}}^{\text{в}}}{2n}, \quad (1.38)$$

$$P_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{к}} h_{\text{цк}} + 2F_{\text{в}} h_{\text{цв}} + F_{\text{вк}} h_{\text{вк}} + 2F_{\text{вг}} h_{\text{вг}} + 2P_{\text{н}}^{\text{в}} h_{\text{а}} + Q_{\text{к}} \Delta_{\text{к}} + 2Q_{\text{к}} \Delta_{\text{к}}}{n \cdot 2S}, \quad (1.39)$$

де  $\Delta_{\text{в}}, \Delta_{\text{к}}$  – сумарне, паралельне площині головок рейок переміщення центрів ваги візка і кузова відносно центрального положення поздовжньої осі вагона,  $\text{м}$ ;

$n$  – число осей вагона;

$P_N^B$  – вертикальна складова поздовжньої сили, яка діє на кузов вагона через автозчеп,  $\kappa H$ ;

$Q_B$  – вага вагона,  $\kappa H$ ;

$F_K, F_B$  – горизонтальні бокові сили, які діють на кузов та візок,  $\kappa H$ ;

$h_{цк}, h_{цв}$  – відстань від рівня головок рейок до центрів ваги візка і кузова,  $m$ ;

$F_{вв}, F_{вк}$  – сили тиску вітру на візок і кузов,  $\kappa H$ ;

$P_N^H$  – поперечна (горизонтальна) складова поздовжньої сили, яка діє на вагон через автозчеп,  $\kappa H$ ;

$h_a$  – відстань від рівня головок рейок до поздовжньої осі автозчепів,  $m$ ;

$Q_K, Q_B$  – вага кузова і візка,  $\kappa H$ ;

$2S$  – відстань між колами кочення коліс, приймається рівним 1,6 м.

Сили  $F_K$  і  $F_B$  при визначенні опрокидування всередину кривої (при відсутності відцентрових сил) розраховуються з наступних виразів:

$$F_B = m_B \cdot a_{неп}, \quad (1.40)$$

$$F_K = m_K \cdot a_{неп}, \quad (1.41)$$

де  $a_{неп}$  – бокове непогашене прискорення вагона в кривій;

$m_B$  і  $m_K$  – маса візка і кузова,  $t$ .

Бокова сила тиску вітру  $F_{кв}$  і  $F_{вв}$  при опрокидуванні всередину кривої розраховується при питомому тиску вітру 400 Па.

Сили  $P_N^H$  і  $P_N^B$  розраховуються з наступних виразів:

$$P_N^H = N \frac{L_c}{R}, \quad (1.42)$$

$$P_N^B = N \frac{\Delta h}{2a}, \quad (1.43)$$

де  $N$  – поздовжня квазістатична сила, яка діє на кузов через автозчеп,  $\kappa H$ .

Значення  $N$  приймається наступним:

$2L_c$  – довжина вагона по осям зчеплення автозчепів,  $m$ ;

$2a$  – довжина жорсткого стержня, яка утворена двома зчепленими автозчепами, для вагонів з типовим автозчепом приймається 1,8 м при розтяті і рівною 2 м при стисненні;

$\Delta h$  – різниця рівнів осей автозчепів досліджуваного і сусіднього вагонів, приймається однаковою з обох кінців досліджуваного вагона і рівною  $\Delta h = 0,08$  м.

Реактивний момент розраховується з наступного виразу:

$$M_{\text{реак}} = \frac{\Delta f}{b} \mathcal{J}_{\text{кут}}, \quad (1.44)$$

де  $\mathcal{J}$  – вертикальна жорсткість ресорних комплектів одної сторони вагона,  $\frac{\kappa H}{m^2}$ .  $\mathcal{J}_{\text{кут}} = 2 \cdot b^2 \cdot C$  – кутова жорсткість ресорних комплектів вагона,

$$\frac{\kappa H}{m^2}.$$

За необхідності слід провести коректування  $\Delta f$ .

Вираз для розрахунку  $\Delta_6$  справедливий при виконанні умови  $\Delta f \leq k \cdot f_{\text{ст}}$ .

Допустимі коефіцієнти запасу стійкості приймаються наступними:

- при опрокидуванні всередину кривої для вантажних вагонів  $[k_{\text{ст}}] = 1,2$ , при опрокидуванні назовні кривої для вантажних вагонів  $[k_{\text{ст}}] = 1,3$ , для ізотермічних і пасажирських вагонів  $[k_{\text{ст}}] = 1,5$ ; для ізотермічних і пасажирських вагонів  $[k_{\text{ст}}] = 1,3$ .

Рекомендується приймати не більше 2,6 м висоту загального центра маси бруто вагона над рівнем головок рейок для забезпечення стійкості від опрокидування і зниження інтенсивності бокових коливань.

Перейдемо до розрахунків. Розрахунки проведемо для завантаженого і порожнього вагона.

Для завантаженого та порожнього станів вагона бокові сили, які діють на кузов визначимо з формули (1.41):

$$F_{кз} = 827,96 \cdot 0,075 = 62,097 \text{ кН},$$

$$F_{кп} = 170,694 \cdot 0,075 = 12,8 \text{ кН}.$$

Для завантаженого та порожнього вагона бокові сили, які діють на візок визначимо з формули (1.40):

$$F_{вп} = F_{в} = 94,176 \cdot 0,075 = 7,063 \text{ кН}.$$

Проведемо розрахунки для сили тиску вітру на візок і кузов Дані сили становлять:

$$F_{вв} = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ кН}.$$

$$F_{вк} = 56,9 \cdot 0,5 = 28,45 \text{ кН}.$$

Розрахуємо тепер відстань від рівня головок рейок до центру ваги порожнього вагона:

$$h_{цкп} = 1,5 - 0,015 = 1,485 \text{ м}.$$

При цьому відстань від рівня головок рейок до центру ваги завантаженого вагона становить:

$$h_{цкз} = 2,2 - 0,06298 - 0,015 = 2,122 \text{ м}.$$

Розрахуємо відстань до верхніх площин ресорних комплектів для порожнього вагона від рівня головок рейок відповідно  $h_{ресв}$ :

$$h_{ресвп} = 0,6 - 0,015 = 0,585 \text{ м}.$$

Встановимо відстань до верхніх площин ресорних комплектів для завантаженого вагона від рівня головок рейок відповідно  $h_{ресз}$ :

$$h_{ресвз} = 0,6 - 0,0629 = 0,537 \text{ м}.$$

Тепер перейдемо до встановлення сумарного зміщення центру ваги кузова  $\Delta_k$ .

Таке зміщення при боковому нахилі кузова відбувається за рахунок одностороннього прогину ресор при дії бокових сил. Встановимо зміщення для завантаженого та порожнього вагона:

$$\Delta_{6з} = \frac{0,0449}{1,18}(2,122 - 0,537) = 0,06031 м.$$

$$\Delta_{6п} = \frac{0,018066}{1,18}(1,485 - 0,585) = 0,013779 м.$$

Зміщення ваги кузова при боковому нахилі кузова, яке виникає за рахунок зазорів між скользунами кузова і візків  $\Delta_5$  становить:

- зміщення  $\Delta_5$  для завантаженого вагона:

$$\Delta_{5з} = \frac{0,015}{0,8}(2,122 - 0,801) = 0,024769 м.$$

- зміщення  $\Delta_5$  для порожнього вагона:

$$\Delta_{5п} = \frac{0,015}{0,8}(1,485 - 0,801) = 0,0128 м.$$

Для завантаженого вагона сумарне значення  $\Delta_k$  буде становить:

$$\Delta_{кз} = 12 + 10 + 24,769 + 11,04375 + 60,31 = 118,123 мм = 0,118123 м.$$

Для порожнього вагона  $\Delta_k$  становить:

$$\Delta_{кп} = 12 + 10 + 12,8 + 11,04375 + 13,779 = 59,619 мм = 0,059619 м.$$

Згідно з нормами [2]  $\Delta_b = 8 мм = 0,008 м$ .

Як було сказано попередньо, при розрахунку необхідно перевірити відповідність реактивному моменту ресорного підвішування опрокидувального моменту, який виникає за рахунок дії сил.

Спочатку проведемо розрахунки вертикальної жорсткості ресорних комплектів одної сторони вагона:

$$C_b = 476,76 \cdot 7 = 3337,32 кН / м.$$

Маючи жорсткість ресорних комплектів вагона дослідимо відповідність

опрокидувального моменту реактивному моменту ресорного підвішування.

Для завантаженого вагона:

$$M_{\text{опрп}} = 62,097 \cdot 2,122 + 2 \cdot 7,063 \cdot 0,6 + 56,9 \cdot 1,622 + 2 \cdot 0,6 - 27,18 + 827,964 \cdot 0,118123 + 94,176 \cdot 0,008 \\ = 305,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{реак}} = 0,0449 \cdot 2,036 \cdot 3337,32 = 305,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Для порожнього вагона:

$$M_{\text{опрп}} = 12,8 \cdot 1,485 + 2 \cdot 7,063 \cdot 0,6 + 56,9 \cdot 1,7 + 2 \cdot 0,6 - 13,59 + 170,694 \cdot 0,059619 + 94,176 \cdot 0,008 \\ = 122,75 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{реакп}} = 0,018066 \cdot 2,036 \cdot 3337,32 = 122,75 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Як бачимо дана умова виконується  $M_{\text{опрп}} = M_{\text{реакп}}$ .

Формула для визначення  $\Delta f$  справедлива при виконанні умови:

$$\Delta f \leq k \cdot f_{\text{ст}}.$$

Коефіцієнт  $k$  для вантажних вагонів становить 1,75.

При перевірці для завантаженого та порожнього вагона:

$$\Delta f_3 = 0,0449 \leq 1,75 \cdot 0,0629 = 0,11 \text{ м}.$$

$$\Delta f_{\text{п}} = 0,018066 \leq 1,75 \cdot 0,015 = 0,02625 \text{ м}.$$

Отже, умова виконується.

Розрахуємо для завантаженого та порожнього вагона розрахуємо динамічну та статичну вертикальну силу тиску колеса на рейку:

$$P_{\text{динз}} = \frac{62,097 \cdot 2,122 + 2 \cdot 7,063 \cdot 0,6 + 56,9 \cdot 1,622 + 2 \cdot 0,6 - 27,18 + 827,964 \cdot 0,118123 + 94,176 \cdot 0,008}{4 \cdot 2 \cdot 1,6}$$

$$= \frac{305,1}{6,4} = 47,67 \text{ кН},$$

$$P_{\text{стз}} = \frac{922,14 + 80}{2 \cdot 4} = 125,2675 \text{ кН},$$

$$P_{\text{динп}} = \frac{12,8 \cdot 1,485 + 2 \cdot 7,063 \cdot 0,6 + 56,9 \cdot 1,7 + 2 \cdot 0,6 - 13,59 + 170,694 \cdot 0,059619 + 94,176 \cdot 0,008}{4 \cdot 2 \cdot 1,6}$$

$$= \frac{122,75}{6,4} = 19,18 \text{ кН},$$

$$P_{\text{стп}} = \frac{264,87 + 40}{2 \cdot 4} = 38,11 \text{ кН}.$$

Згідно формули (1.37) для завантаженого та порожнього вагона:

$$k_{\text{стозав}} = \frac{125,2675}{47,67} = 2,63 \geq [k_{\text{стопр}}] = 1,3.$$

$$k_{\text{стопр}} = \frac{38,11}{19,18} = 1,98 \geq [k_{\text{стопр}}] = 1,3.$$

Отже, умова виконується стійкості виконується як для завантаженого так і порожнього піввагона.

## **2 ОБМЕЖЕННЯ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ ЗАПАСУ СТІЙКОСТІ ВІД ВКочУВАННЯ ЙОГО КОЛЕСА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ**

Для отримання загальної якісної картини допустимих швидкостей руху в кривих ділянках колії розглянемо основні критерії обмеження швидкостей руху.

1. Обмеження максимальної швидкості руху в кривій за коефіцієнтом запасу стійкості від вкочування гребеня на головку рейки.
2. Обмеження максимальної швидкості руху в кривій ділянці колії за вписуванням.
3. Обмеження максимальної швидкості руху в кривій ділянці колії за стійкістю від поперечного зсуву.
4. Обмеження максимальної швидкості руху в кривій ділянці колії за критерієм стійкості вагона від опрокидування.
5. Обмеження максимальної швидкості руху за критерієм обезвантаження коліс в кривій ділянці колії.
6. Обмеження максимальної швидкості руху в кривій ділянці колії за критерієм комфортабельності.

Більш детально зупинимося на тих критеріях, які відносяться до вантажних вагонів.

### **2.1 Дослідження обмеження швидкості руху вантажних вагонів в кривих ділянках колії за критерієм стійкості від вкочування його колеса на головку рейки**

Обмеження швидкості руху рухомого складу в кривій ділянці колії здійснюється за коефіцієнтом стійкості від вкочування або наповзання гребеня колеса колісної пари на головку рейки.

Існує кілька критеріїв стійкості по сходу вагона з рейок. Згідно з критерієм Надаля небезпека сходу з рейок відсутня при виконанні нерівності:

$$\frac{y_p}{P_{\text{кол}}} \geq [k_{\text{в.к}}], \quad (2.1)$$

де  $y_p, P_{\text{кол}}$  – сила тиску рами на направляючу колісну пару (рамна сила) і вертикальна сила, що діє на шийку набігаючого колеса,  $\kappa H$ ;

$[k_{\text{в.к}}]$  – допустима величина коефіцієнта стійкості за вкочуванням [2].

$$[k_{\text{в.к}}] = \frac{1 - \mu \cdot \text{ctg} \beta}{\mu + \text{ctg} \beta}, \text{ або } [k_{\text{в.к}}] = \frac{1 - \mu \cdot \text{ctg} \beta}{\mu + \text{ctg} \beta}, \quad (2.2)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зовнішньої грані гребеня колеса до горизонталі,  $\beta = 60^\circ$ ;

$\mu$  – коефіцієнт тертя колеса об рейку,  $\mu = 0,25$ .

Підставляючи в (2.2) значення  $\beta$  і  $\mu$  для статичних умов (короткочасна дія  $y_p$  - не більше 0,05 с), отримаємо  $[k_{\text{в.к}}] = 1$ . При часі дії рамної сили в межах  $t \geq 0,05$  с рекомендується прийняти більш жорстку умову вкочування [3-6], приймаючи  $[k_{\text{в.к}}] = 0,8$ .

Для визначення залежності  $V_k = V_k(v_{\text{в.к}})$ , значення  $y_p$  і  $P_{\text{кол}}$  знаходяться згідно формул, які рекомендував професор М.А Чернишов. При цьому нелінійні залежності, запропоновані П.Г. Проскурневим, для направляючої сили лінеаризувались.

В результаті отримана залежність максимально допустимої швидкості руху в кривій  $V_k = V_k(R, k_{\text{в.к}})$ ,  $\text{км/год.}$ :

$$V_{k \max} = \sqrt{3,6^2 \cdot g \cdot R \cdot \left( \frac{[k_{B.K}] - 0,58\mu}{0,27P_K + 0,54P_T - 0,25 \frac{h'_C - r - r_{III}}{2b} P_K [k_{B.K}]} P_{\text{кол}}^* + \frac{h_p}{S_1} \right) - \frac{0,27F_K + 0,54F_T - 0,25 \frac{h'_B - r - r_{III}}{2b} F_K [k_{B.K}]}{0,27P_K + 0,54P_T - 0,25 \frac{h'_C - r - r_{III}}{2b} P_K [k_{B.K}]}}, \quad (2.3)$$

де  $P_{\text{кол}}^*, P_K, P_T$  - вертикальна сила від ваги бруто, яка припадає на колесо при рівномірному розподілі; вага кузова і візка відповідно,  $m$ ;

$F_K, F_T$  - площа кузова і візка, на яку діє сила вітру,  $m^2$ ;

$h'_C, h'_B$  - висота центра ваги кузова і центру тиску вітру над рівнем головки рейки,  $m$ ;  $r, r_{III}$  - радіус колеса і шийки осі,  $m$ ;

$S_1, 2b$  - відстань між кругами кочення коліс і центрами шийок,  $m$ ;

$h_p$  - підвищення зовнішньої рейки в кривій ділянці колії,  $m$ ;

$P_w$  - питомий тиск вітру,  $kg/m^2$ ;

$g$  - прискорення сили тяжіння,  $m/c^2$ ;

$R$  - радіус кривої,  $m$ .

Дана формула може використовуватися при рівномірному навантаженні коліс колісної пари рухомого складу.

У випадку ж нерівномірності навантаження коліс колісної пари, для опису умови забезпечення стійкості проти наповзання гребенів на рейку необхідно скласти рівняння рівноваги, що враховують впливи всіх силових факторів, прикладених до обох коліс колісної пари (рис. 2.1) [6].

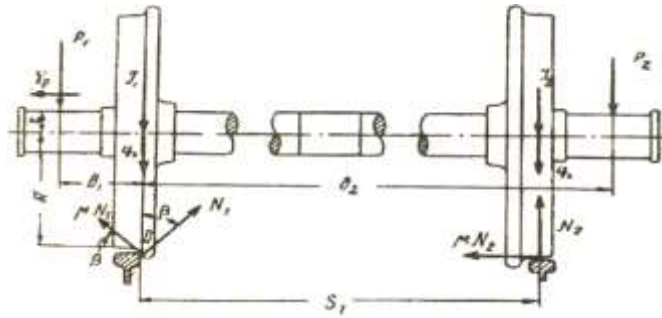


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема з визначення стійкості колісної пари проти наповзання гребенів коліс на рейку

Умова забезпечення стійкості в цьому випадку оцінюється розрахунковим коефіцієнтом стійкості  $K_{уст}^{нап}$  й записується в наступному виді:

$$\begin{aligned} (K_{ст}^{нап})_{розр} = \frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{\mu b_2 - (S_1 - b_2) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1} - \frac{\mu b_1 - (S_1 - b_1) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{(r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1} + \\ + \frac{S \{ I_2 \mu - I_1 \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + q_k [\mu - 2 \operatorname{tg}(\beta - \varphi)] \}}{P_1 \cdot \{ (r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1 \}}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

де  $(K_{ст}^{нап})_{розр}$  – розрахунковий коефіцієнт стійкості. У розрахунках береться, що при  $K_{уст}^{всп} = 1,0$  – може мати місце початок наповзання; при  $K_{уст}^{нап} = 1,5$  – стійкість проти наповзання забезпечена;

$P_1, P_2$  – вертикальні сили, що передаються на колісну пару (на зовнішнє й внутрішнє колесо) від надресорної будови,  $кН$ ;

$I_1, I_2$  – вертикальні сили інерції колісної пари від руху по нерівностям,  $кН$ ;  $Y_p$  – горизонтальна рамна сила,  $кН$ ;

$\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання гребеня по рейці;

$\varphi$  – кут тертя;

$\beta$  – кут нахилу гребеня до горизонту;

$q_k$  – невіднесена вага візка, віднесена до 1-го колеса;

$n$  – кількість коліс у візку.

У практичних інженерних розрахунках, при вирішенні завдання щодо забезпечення стійкості коліс від наповзання на рейки, необхідно визначати значення діючих на колію горизонтальних поперечних сил: направляючих ( $Y_H$ ), бокових ( $Y_G$ ) та рамних ( $Y_p$ ). Значення цих сил залежать від схеми вписування рухомого складу в криву, його осьового навантаження ( $2P_H$ ), швидкості руху ( $V$ ), радіуса кривої ( $R$ ) й величини непогашеного відцентрового прискорення ( $a_{\text{нп}}$ ). При вирішенні завдання визначають розрахункові значення коефіцієнта стійкості коліс від наповзання колеса на рейки і порівнюють ці величини з допустимими значеннями.

Формула (2.4) у приведеному вигляді вперше запропонована професором М.Ф. Веріго. Далі в тому ж вигляді нею пропонувалось користуватись при розрахунках стійкості проти наповзання в пізніших навчальних та довідкових виданнях [7-10]. Із формули (2.4) видно, що на стійкість проти наповзання колеса, що набігає, на рейки, впливає нерівномірність розподілу вертикальних навантажень на обидва колеса колісної пари. Однак із даної формули важко оцінити кількісно вплив співвідношення сил вертикального тиску  $\frac{P_1}{P_2}$  на реальну можливість наповзання колеса на рейку.

Для ілюстрації впливу перерозподілу сил  $\frac{P_1}{P_2}$  на можливість наповзання колеса в практичних інженерних розрахунках зручніше замість формули (2.4) використовувати методику визначення допустимих швидкостей руху поїздів за умовою недопущення наповзання коліс на рейки, з урахуванням нерівномірності розподілу вертикальних тисків  $P_1$  і  $P_2$  на обидва колеса колісної пари.

Використовуючи експериментальні дані про співвідношення динамічних вертикальних сил, що передаються на зовнішні й внутрішні колеса колісної

пари, і визначивши значення рамної сили  $Y_p$  у функції від швидкості рухомого складу  $V$ , радіусу кривої  $R$  і величини непогашеного прискорення  $a_{\text{нп}}$  в [11, 12] отримана наступна розрахункова формула для визначення допустимої швидкості руху за умовою недопущення наповзання колеса на рейку дія кривих, які не мають підвищення зовнішньої рейки (бокова колія стрілочних переводів).

$$V_{\text{бок.с.п.}}^{\text{всп}} = A_2 \sqrt{R} = \sqrt{R} \cdot \sqrt{\frac{P_1 \cdot K_1 - P_2 \cdot K_2 - K_3 - 31,5 \cdot K_{\text{ст}}^{\text{нап}}}{26 \cdot K_{\text{ст}}^{\text{нап}}}}, \quad (2.5)$$

де  $R$  – радіус кривої, м;

$K_{\text{уст}}^{\text{нап}}$  – коефіцієнт стійкості проти наповзання колеса на рейку,  $K_{\text{уст}}^{\text{нап}} = 1,5$ .

Коефіцієнти  $A_2$  мають бути різними для різних одиниць рухомого складу й обчислюються по формулі:

$$A_2 = \sqrt{\frac{P_1 \cdot K_1 - P_2 \cdot K_2 - K_3 - 31,5 \cdot K_{\text{ст}}^{\text{нап}}}{26 \cdot K_{\text{ст}}^{\text{нап}}}}, \quad (2.6)$$

Коефіцієнти  $K_1, K_2, K_3$  визначаються за формулами:

$$K_1 = \frac{\mu b_1 + (S_1 + b_1) \text{tg}(\beta - \varphi)}{S_1 - (r + R) [\text{tg}(\beta - \varphi) + \mu]}, \quad (2.7)$$

$$K_2 = \frac{\mu b_2 - (S_1 + b_2) \text{tg}(\beta - \varphi)}{S_1 - (r + R) [\text{tg}(\beta - \varphi) + \mu]}, \quad (2.8)$$

$$K_2 = \frac{S_1 [I_2 \mu - I_1 \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + q_k (\mu - 2 \operatorname{tg}(\beta - \varphi))]}{P_1 \cdot \{(r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu] - S_1\}}, \quad (2.9)$$

Як видно з формули (2.5) коефіцієнт  $A_2$  є величиною змінною й змінюється залежно від співвідношення вертикальних динамічних сил  $P_1 / P_2$ , що передаються на зовнішню і внутрішню рейки, також як і від їх абсолютного значення (тобто розрізняється для вагонів порожніх і навантажених). Він також залежить від геометричних параметрів колісної пари  $\beta, \varphi, b_1, b_2, r, q_k$ , а також від параметрів колії  $R, S_1$ . На рис. 2.1 наведені графіки залежності допустимої швидкості руху стрілочними переводами  $V = f(R)$  за умови недопущення наповзання коліс на рейки при русі вантажних і пасажирських вагонів у порожньому стані і завантажених до нормативного навантаження. Розрахунки виконані для різних значень співвідношень  $P_1 / P_2 = 1,0$  (обидва колеса рівнозавантажені) і  $P_1 / P_2 = 0,5$  (зовнішнє колесо обезвантажено наполовину).

Для умов співвідношення  $P_1 / P_2 = 1,0$  і прийнятого коефіцієнта стійкості  $K_{\text{уст}}^{\text{нап}} = 1,5$  значення коефіцієнта  $A_2$  можна брати для вантажних вагонів від 4,5 до 7,9 і для пасажирських вагонів від 7,9 до 8,4 (залежно від ступеня завантаженості вагонів).

При обезвантажуванні зовнішнього колеса наполовину, тобто при  $P_1 / P_2 = 0,5$ , допустимі швидкості за умови недопущення наповзання різко зменшуються. Значення коефіцієнтів  $A_2$  відповідно так само різко зменшуються й стають рівними: для вантажних вагонів  $A_2 = 1,33 \dots 3,44$ , а для пасажирських вагонів  $A_2 = 4,3 \dots 4,5$ .

Порожні вагони менш стійкі і їм відповідають менші швидкості руху, тобто перша цифра в дужках відповідає порожньому рухомому складу, друга – навантаженому до номінального осьового навантаження.

В роботі [12] наведені формули, за якими можна визначити допустимі

швидкості руху для кривих, які не мають підвищення за умови недопущення наповзання коліс на рейки:

Для визначення швидкості руху в кривій радіусу  $R$  і наявному підвищенні  $h$  слід використовувати наступну формулу [15]:

$$V_{\text{бок.с.п.}}^{\text{всп}} = 0,36\sqrt{R([a_{nn}] + 0,00613 \cdot h)}, \quad (2.10)$$

де  $[a_{nn}]$  – непогашене прискорення,  $m/c^2$ ;

$h$  – підвищення зовнішньої рейки,  $m$ .

При  $[a_{nn}] = 0,7 m/c^2$  і  $h$  від 0 до 150  $mm$  отримуємо  $V_{\text{бок.с.п.}}^{\text{всп}} = A_1\sqrt{R}$ . При  $h = 0 - A_1 = 3$ , при  $h = 150 - A_1 = 4,6$ .

Отже, за умови неперевищення непогашеного прискорення в кривій ділянці колії допустима швидкість руху швидкісного поїзда за формулою (2.10) менша, ніж за формулою (2.5). Тобто, для швидкісних напрямків залізниць визначальною умовою при встановленні швидкості руху є умова (2.10) (рис. 2.2).

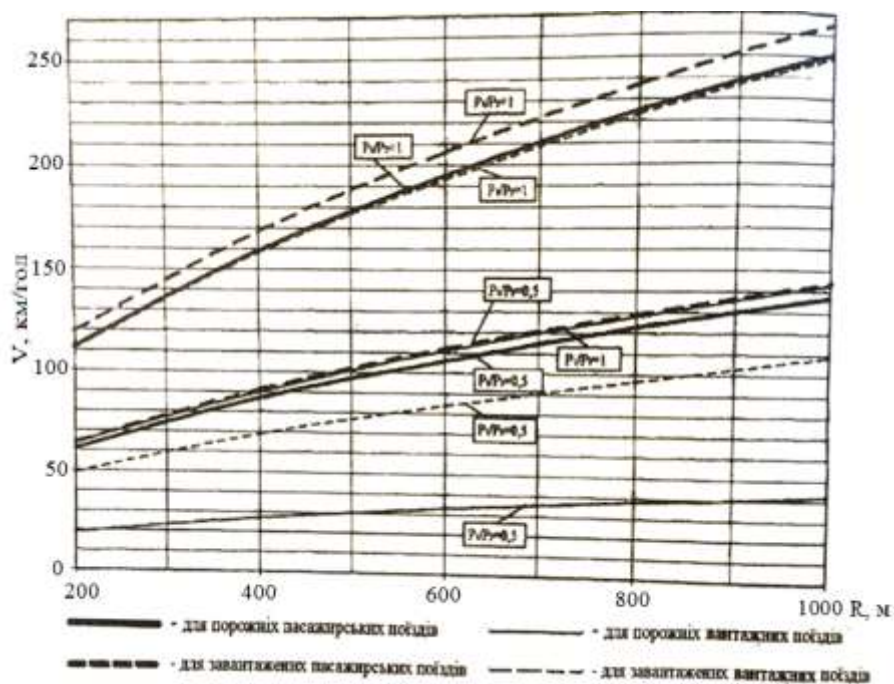


Рисунок 2.2 – Графіки залежності допустимої швидкості руху

стрілочними переводами за умови недопущення наповзання колеса на рейку при нормативному значенні коефіцієнта стійкості  $K_{уст}^{нап} = 1,5$ .

## 2.2 Дослідження обмеження швидкості руху вантажних вагонів в кривих ділянках колії за критерієм їхньої стійкості від опрокидування

Для забезпечення стійкості рухомого складу необхідно, щоб момент сил, які утримують екіпаж, був більшим, ніж момент сил перекидання, взятих із певним коефіцієнтом запасу  $n$ .

$$M_{утр} \geq M_{пер} \cdot n, \quad (2.11)$$

де  $M_{утр}$  – момент сил, які утримують екіпаж,  $кН \cdot м$ ;

$M_{пер}$  – момент сил, які опрокидують екіпаж,  $кН \cdot м$ ;

$n$  – коефіцієнт запасу.

Після підстановки у формулу (2.11) значень  $M_{утр}$  і  $M_{пер}$  (обчислювання яких викладено в [9, 10]) отримаємо формулу для обмеження швидкостей руху на бокову колію (км/год) за умови недопущення опрокидування екіпажу (рис. 2.3):

$$V_{бок\ с.п.утр}^{пер.} \leq 3,6 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot R (\mathcal{J}_p \cdot Z_{max} \cdot S_1 - P_{oc} \cdot \Delta)}{n \cdot P_{oc} \cdot h_{ц.м.}}}, \quad (2.12)$$

де  $g$  – прискорення сили тяжіння,  $м/с^2$ ;

$R$  – радіус кривої,  $м$ ;  $\mathcal{J}_p$  – жорсткість ресорних комплектів,  $кН/м^2$ ;

$Z_{max}$  – динамічний прогин ресорного комплекту одиниці рухомого складу, яка розглядається,  $м$ ;

$S_1$  – відстань між осями рейок,  $м$ ;

$P_{oc}$  – статичне навантаження на вісь рухомого складу,  $кН$ ;

$\Delta$  – зміщення центра ваги кузова при повороті кузова, яке викликається прогинами ресор,  $м$ ;

$h_{ч.т.}$  – відстань від головки рейки до центру ваги екіпажу,  $м$ ;

$n$  – коефіцієнт запасу стійкості проти перекидання, рекомендується приймати 1,5.

Формулу (2.12) можна виразити у більш простому і зручному для користування вигляді:

$$V_{бок\ с.п.упр}^{пер.} \leq A_1 \cdot \sqrt{R}, \quad (2.13)$$

де  $A_1$  – коефіцієнт, що залежить від типу рухомого складу і ступеня стискання зовнішніх і внутрішніх ресор.

Для стрілочних переводів марок 1/9, 1/11, 1/18, які мають мінімальні радіуси перевідної кривої  $R = 200$  м, 300 м і 961,7 м, коефіцієнти  $A_1$  слід приймати відповідно: для вантажних вагонів  $A_1 = 4,0; 4,3; 5,1$  і для пасажирських вагонів  $A_1 = 3,5; 3,7; 4,1$ .

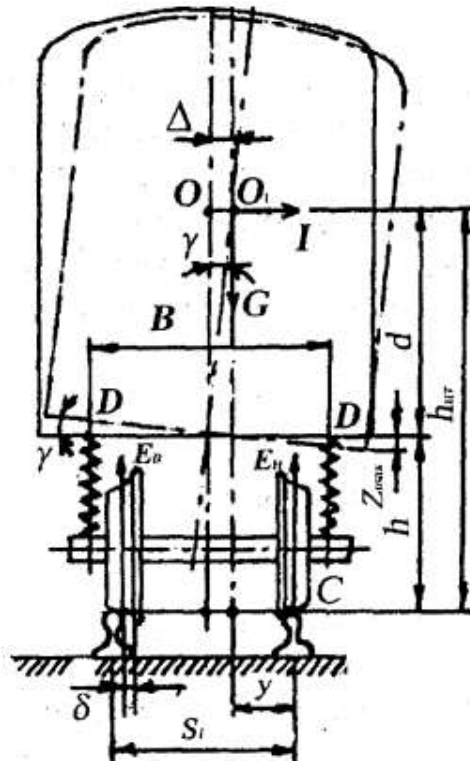


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення стійкості екіпажу від  
Опрокидування

Визначивши з формули (2.13) радіусу кривої  $R$ , отримаємо залежність із обмеження мінімального радіусу кривої стрілочного переходу (за умовою обезвантаження) при заданій швидкості руху  $V_{бок}$  :

$$R_{\min \text{ с.п.}}^{пер.} \geq \frac{V_{бок}^2}{(A_1)^2}. \quad (2.14)$$

Слід зазначити, що формула (2.14) не враховує вітрове навантаження, яке за певних умов може мати суттєвий вплив. Тому професорами Г.М. Шахунянцем та О.П. Єршковим була виведена формула для обмеження швидкості руху в кривій ділянці колії за умови недопущення опрокидування екіпажу:

$$V_{бок \text{ с.п.}}^{пер.} \leq 3,6 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot R (\mu_p \cdot Z_{\max} \cdot S_1 - P_{oc} \cdot \Delta)}{n \cdot P_{oc} \cdot h_{ц.м.}} - \frac{W_k (1 - \xi) \cdot \varpi}{P_{oc} \cdot \Psi}}, \quad (2.15)$$

де  $W_{\kappa}$  – площа бокової поверхні кузова,  $m^2$ ;

$\xi$  – відношення площі бокової поверхні ходових частин до площі бокової поверхні кузова;  $\varpi$  – тиск вітру на  $1 m^2$  бокової поверхні,  $kH/m^2$ ;

$\Psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірний стиск зовнішнього і внутрішнього ресорних комплектів, який в середньому приймається рівним 1,3 (Однак, слід враховувати, що для різних одиниць рухомого складу і при рівних швидкостях руху даний коефіцієнт може істотно відрізнятись від цієї величини).

Формулу (2.15) потрібно вважати кінцевою, що дозволяє з достатньою точністю визначати допустимі швидкості руху на бокову колію за умовами забезпечення стійкості проти опрокидування під час руху екіпажів в кривих ділянках колії та по стрілочних переводах, які не мають підвищення зовнішньої рейки.

Для порівняння наведемо з літератури [11] вираз для визначення допустимої швидкості від опрокидування екіпажів під час руху в кривих ділянках колії при наявності підвищення зовнішньої рейки:

$$V_{\text{бок с.п. утр}}^{\text{пер.}} \leq 3,6 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot R (\varepsilon_p \cdot Z_{\text{max}} \cdot S_1 - P_{oc} \cdot \Delta)}{n \cdot P_{oc} \cdot h_{\text{ч.т.}}} + \frac{h}{S_1} - \frac{W_{\kappa} (1 - \xi) \cdot \varpi}{P_{oc} \cdot \Psi}}, \quad (2.16)$$

де  $h$  – підвищення зовнішньої рейки в кривій ділянці колії,  $m$ .

За наявними методиками [12] розрахунку допустимих швидкостей руху за умовами опрокидування для звичайної колії, що має підвищення зовнішньої рейки в кривих, не можна користуватися для стрілочних переводів, тому що вони дають завищені для стрілочних переводів значення швидкостей руху в 1,5-2 рази. Також не рекомендується для розрахунків використовувати методику проф. С.В. Амеліна, тому що вона виконана дуже приблизно і дає завищені значення швидкостей руху для стрілочних переводів навіть у порівнянні з розрахунком швидкостей у кривих для звичайної колії, яка має підвищення

зовнішньої рейки.

Розрахунки показали, що при однакових умовах (тобто при однакових радіусах кривих  $R$ , для однакових одиниць рухомого складу) допустимі швидкості за умовами опрокидування на стрілочних переводах, що не мають підвищення зовнішньої рейки, слід брати меншими, ніж на кривих у звичайній колії, яка має підвищення зовнішньої рейки, в середньому у 1,7-2 рази для пасажирських вагонів і в 1,3-1,6 рази для вантажних вагонів.

Крім того, що при оцінюванні руху екіпажу в перехідній кривій стрілочного перевалу потрібно враховувати допустимі величини непогашених відцентрових прискорень (що забезпечує комфортність поїздки), необхідно також робити перевірку допустимих швидкостей руху за стійкістю екіпажів від опрокидування.

Така перевірка є необхідною, перш за все, через відсутність підвищення зовнішньої рейки в кривій на стрілочних перевалах, і таку перевірку необхідно робити для стрілочних перевалів, призначених для підвищення та високих швидкостей руху на боковий напрям [12].

### **3 ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ДИНАМІКИ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗА ДОПОМОГОЮ КОЕФІЦІЄНТУ СТІЙКОСТІ ВІД ВКОЧУВАННЯ ЙОГО КОЛЕСА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ**

На даний час методи визначення критеріїв безпеки руху у нормативних документах та наукових роботах мають свої підходи з певними недоліками та перевагами щодо встановлення умов безпечного руху рейкових екіпажів.

При цьому розрахунки критеріїв безпеки руху за нормами [2] не дають можливості враховувати низьку параметрів, які можуть мати вирішальний вплив на умови безпечного руху рухомого складу. Це, насамперед, параметри рейкової колії - нерівності у вертикальній та горизонтальній площині, які зустрічаються в

експлуатації. Також розрахунки критеріїв безпеки руху за наявними нормами не дозволяють встановити вплив зносу колісних пар, елементів ресорного підвішування та рейкової колії на стійкість руху рухомого складу.

Окрім цього, перевищення допустимого значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходу не завжди призводить до вкочування гребеня колеса на головку рейки. Це пояснюється тим, що співвідношення вертикального навантаження до горизонтальної сили може перевищити допустиме значення, а при цьому зазор між гребенем і рейкою ще не буде вичерпаний.

Тому для більш точної оцінки показників безпеки руху рухомого складу у сучасних наукових працях [3, 13, 14], присвячених дослідженню динаміки рухомого складу, рекомендується створювати деталізовані математичні моделі вагонів, що дозволяють враховувати основні особливості конструкції ходових частин, знос колісних пар, рейкової колії та встановлювати момент часу, коли вичерпується зазор між гребенем колеса та рейкою (виникає їхня динамічна взаємодія).

#### **4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАТУРНИХ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ ВАГОНІВ**

Проведення натурних випробувань – справа надзвичайно відповідальна, особливості у тій частині, що стосується оцінки безпеки руху. Тому всі етапи проведення випробувань чітко регламентуються відповідними стандартами, які розробляються на підставі багаторічного досвіду та за необхідності коригуються в процесі експлуатації.

Природно, що у різних державах та регіонах правила проведення натурні випробування відрізняються. Це пов'язано з традиціями, що встановилися, особливостями конструкції рухомого складу та колії, культурою виробництва,

наявною вимірювальною апаратурою та ін. Порівняння європейських та російських стандартів, наприклад, на проведення ходових динамічних випробувань показує, що за порядком проведення випробувань, за методикою обробки результатів та їх оцінкою ці стандарти відрізняються. Кожен із стандартів є системою взаємопов'язаних положень.

Під час проведення натурних випробувань рухомого складу обов'язковим є суворе дотримання вимог охорони праці, встановлених для об'єктів залізничного транспорту. Це зумовлено тим, що випробування відбуваються безпосередньо в умовах функціонування залізничної інфраструктури, де будь-які порушення вимог безпеки можуть призвести до серйозних наслідків як для персоналу, так і для технічних засобів [15].

При підготовці та проведенні всіх видів випробувань необхідно дотримуватись вимог діючих на залізничному транспорті інструкцій з охорони праці при поведінці на об'єктах залізничної інфраструктури.

Усі роботи з підготовки та проведення випробувань необхідно проводити під безпосереднім контролем керівника випробувань, який перед початком випробувань або окремих етапів робіт зобов'язаний провести інструктаж учасників випробувань з безпеки та охорони праці з реєстрацією (під розписку) у спеціальному журналі.

При проведенні випробувань на його учасників можуть впливати небезпечні та шкідливі виробничі фактори [15-17]:

- залізничний рухомий склад, що рухається (далі - рухомий склад), транспортні засоби, машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання;

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь обладнання;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;

- підвищена чи знижена вологість повітря;
- підвищена чи знижена рухливість повітря;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може статися через тіло людини;
- недостатня освітленість робочої зони та нестача природного світла при роботі всередині котла вагона-цистерни (далі - цистерна);
- гострі кромки, задирки та шорсткість на поверхнях деталей рухомого складу, інструментів та обладнання;
- хімічно небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що впливають на організм людини через дихальні шляхи, систему травлення та шкірний покрив;
- психофізіологічні - пов'язані з фізичними (статичні та динамічні), нервово-психічними навантаженнями (інтелектуальні, емоційні) та монотонністю праці.

При проведенні досліджень випробувачі повинні дотримуватись вимог пожежної безпеки:

- не підходити з відкритим вогнем до газозварювального апарату, газових балонів, легкозаймистих рідин, матеріалів та фарбувальних камер;
- не торкатися кисневих балонів руками, забрудненими маслом;
- курити у відведених для цієї мети місцях, що мають напис «Місце для куріння», забезпечені засобами пожежогашіння та оснащені урнами або ящиками з піском;
- не застосовувати для освітлення відкритий вогонь (смолоскипи, свічки, газові лампи);
- не застосовувати нестандартні (саморобні) електронагрівальні прилади.

В ході проведення досліджень з вагонами випробувачі повинні [15]:

- стежити за справністю та цілісністю заземлення (занулення) корпусів електроприладів, електричних машин та обладнання;
- при знаходженні на залізничних коліях дотримуватись вимог Правил з безпечного знаходження працівників на залізничних коліях;

- застосовувати сигнальні жилети зі світловідбиваючими смугами;
- знати схему маршруту службового та технологічного проходу, основні види знаків безпеки та сигнальної розмітки, що використовуються на території залізничних станцій та перегонів;
- виходячи на залізничну колію з приміщення випробувачі повинні попередньо переконатися у відсутності рухомого складу, що рухається по ньому, а в темний час доби, крім того, почекати, поки очі звикнуть;
- до місця роботи та з роботи проходити лише спеціально встановленим маршрутам, позначеним відповідними покажчиками, пішохідним переходам, службовим та технологічним проходам, доріжкам (настилам), спеціально обладнаним пішохідним мостам, тунелям, шляхопроводам, платформам;
- при прямуванні залізничними коліями дотримуватись вимог знаків безпеки, видимих та звукових сигналів, стежити за пересуванням рухомого складу та слухати оголошення з гучномовного зв'язку та сигнали оповіщення;
- при проході вздовж залізничних колій на станції йти широким міжколійям, узбіччям земляного полотна або осторонь залізничної колії не ближче 2,5 м від крайньої рейки. При цьому уважно стежити за пересуваннями рухомого складу на суміжних залізничних коліях, дивитися під ноги, щоб не спіткнутися про підлогові споруди засобів сигналізації та блокування, заземлювачі опор контактної мережі, граничні та пікетні стовпчики та інші перешкоди;
- переходити залізничні колії тільки під прямим кутом, попередньо переконавшись, що в цьому місці немає рухомого складу, що рухається на небезпечній відстані;
- при переході колії, зайнятої рухомим складом, що стоїть, користуватися перехідними майданчиками вагонів;
- перед підйомом і при спуску з перехідного майданчика попередньо переконатися у справності поручнів, підніжок та підлоги майданчика, у відсутності роздільного свідчення світлофора та звукових сигналах, що

подаються локомотивом перед відправленням складу;

- при підйомі на перехідний майданчик та сході з нього триматися за поручні та розташовуватися обличчям до вагона, при цьому руки повинні бути вільні від будь-яких предметів;

- перед спуском з перехідного майданчика вагона на міждоріжжі оглянути місце сходу на предмет перебування на міжколії сторонніх предметів, про які можна спіткнутися при сході і переконатися у відсутності рухомого складу, що рухається по суміжній колії;

- підніматися в локомотив та сходити з нього після повної зупинки;

- при сході з локомотива триматися за поручні та розташовуватися обличчям до локомотива, при цьому руки мають бути вільними від будь-яких предметів;

- проходити між розчепленими вагонами, локомотивами, спеціальним самохідним рухомим складом (ССРС) строго посередині розриву, на відстані між їх автотчепленнями не менше 10 м;

- обходити рухомий склад, що стоїть на залізничній колії, на відстані не менше 5 м від автотчеплення.

Це далеко не повний перелік вимог з охорони праці, яких повинні дотримуватися працівники, залучені до випробування рухомого складу, під час виконання робіт, пов'язаних із дослідженням показників ходових якостей та інших динамічних характеристик ходових частин рухомого складу.

Також, окрім вищевикладеного, працівники відповідних випробувальних лабораторій повинні суворо дотримуватись правил техніки безпеки, інструкцій з експлуатації обладнання, використовувати засоби індивідуального захисту, а також проходити регулярні інструктажі та перевірки знань з питань охорони праці. Особливу увагу слід приділяти оцінці потенційних ризиків перед початком роботи, а також впровадженню сучасних методів моніторингу безпеки. Тільки у випадку комплексного підходу до питань охорони праці можна на високому рівні забезпечити збереження життя та здоров'я

працівників, зменшити ймовірність нештатних ситуацій і забезпечує надійність процесу випробувань. Окрім, цього важливо також забезпечити належний технічний стан обладнання, що використовується під час досліджень рухомого складу. Усі заходи з охорони праці мають бути документально оформлені й систематично оновлюватися відповідно до змін нормативної бази та умов праці.

## ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Правильна оцінка безпеки від сходу колеса вагона з рейкової колії дозволяє вирішити одну з найважливіших проблем на залізничному транспорті, а саме забезпечення безпеки руху рейкових екіпажів. У зв'язку з цим у даній роботі було проведено:

- дослідження основних показників ходових якостей вантажних вагонів:
- коефіцієнта запасу стійкості колеса вагона від вкочування на головку рейки;
- коефіцієнта стійкості від опрокидування вагона назовні та всередину кривої ділянки колії;
- дослідження обмеження максимальної швидкості руху вантажних вагонів в кривій ділянці колії за коефіцієнтом запасу стійкості від вкочування колеса на головку рейки;
- розглянуті основні проблеми, які виникають при дослідженні динаміки рухомого складу за допомогою коефіцієнту стійкості від вкочування його колеса на головку рейки.

Для удосконалення методів розрахунку критеріїв безпеки руху слід провести детальний аналіз всіх наявних норм і методик щодо їх визначення, розробити математичні моделі вантажного вагона, які б дозволили виключити їхні недоліки. Такий підхід дозволить підвищити ефективність оцінок динамічних показників вантажних вагонів, дасть можливість встановлювати граничні значення параметрів їхнього технічного стану та аналізувати наслідки зміни цих параметрів, що загалом полегшить встановлення умови, при яких можливо було попередити залізнично-транспортну пригоду, пов'язану, до прикладу, зі сходом з рейкової колії.