**РОЗДІЛ 1**

**ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ПО КОНСТРУКТИВНИМ ОСОБЛИВОСТЯМ ЕЛЕМЕНТІВ ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ШВИДКІСНОГО РУХУ.**

**1.1 Проблеми сучасних вантажних перевезень в Україні та країнах СНД та шляхи їх вирішення**

Виробничі потужності з випуску вантажних вагонів в СНД оцінюються на рівні 84,5 тис. вагонів на рік, в тому числі у Росії – 52,8 тис. од., на Україні – 31,0 тис. од., у Білорусії – 700 вагонів (Рис.1.1).



Рис.1.1 – Виробничі потужності країн СНД

Найбільші виробники вантажного рухомого складу в Росії: АТ НВК «Уралвагонзавод», ВАТ «Вагонобудівна компанія Мордовії», ВАТ «Алтайвагон», ВАТ «ВО «БМЗ», ВАТ «Абаканвагонмаш», ВАТ «Калінінградський вагонобудівний завод» та на Україні: ПАТ «Дніпровагонмаш», ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ПАТ «Азовмаш», ПАТ «Стаханівський вагонобудівний завод» .

Після різкого зростання в 2010 – 2012 рр. виробництва рухомого складу відбулося скорочення випуску вантажних вагонів на 26% . У 2015 році українські вагонобудівні заводи випустили 1054 вагона – це в шість разів менше, ніж у 2014-му, і в 50 разів менше, ніж у піковий 2011 рік. Сьогодні вантажні вагони випускає три підприємства: Крюківський вагонобудівний завод (КВБЗ), Азовмаш та Дніпровагонмаш. Стаханівський вагонобудівний завод знаходиться на непідконтрольній Україні території.

На поточний момент близько 80% (105 тисяч одиниць) вантажних вагонів компанії старше нормативного терміну експлуатації. А вік деяких одиниць давно перейшов за 40 і навіть 50 років . Для більшості вагонів критична швидкість у порожньому стані, за межами якої не гарантується стійкість вагону проти сходу з рейок, не перевищує 70 км/год .

Найбільш негативні чинники, що впливають на розвиток залізничного транспорту можливо узагальнити наступним чином:

– висока ступінь зносу основних фондів галузі, що перевищує 80%, у першу чергу це стосується тягового рухомого складу;

– відставання від технічного прогресу у частині безпеки конструкції та забезпечення придатності транспортних засобів до експлуатації, подальше старіння парку транспортних засобів;

– обмеженість бюджетного фінансування та амортизаційних відрахувань, недосконалість механізму лізингу;

низький рівень використання транзитного потенціалу держави .

На даний час із 111,2 тис. вантажних вагонів у 62,8 тис. (56,5%) закінчився встановлений нормативний термін експлуатації, з яких 47,3 тис. вагонам він був подовжений після виконання капітального ремонту на підставі технічних рішень . Неробочий парк вантажних вагонів становить 34,5 тис. В 2015 році у зв’язку із закінченням терміну експлуатації повинні були додатково вилучити з експлуатації 12,7 тис. вантажних вагонів. Середній знос парку вантажних вагонів становить 89,65%, у тому числі піввагонів – 88,5% . Якщо найближчим часом не прийняти кардинальних заходів, направлених на заміну застарілих технічних засобів, то це може привести до унеможливлення забезпечення потреб у перевезеннях вантажів та виникнення кризових явищ не тільки в залізничній галузі, але й інших, пов’язаних з нею, стратегічно важливих галузях економіки України.

У період з січня 2002 р. по вересень 2015 р. відбулося 166 випадків зламів бічних рам (Рис. 1.2). При цьому кількість зламів до 2014 р. постійно збільшувалася і в 2013 р. досягла рекордних 34 випадки . Зменшення кількості зламів у 2014 р. та 2015 р. пов'язано зі збільшенням відчеплень вантажних вагонів у поточний ремонт по тріщинах бічних рам, що в свою чергу, пов'язано з введенням в дію нових критеріїв бракування литих деталей візку .



Рис. 1.2 – Статистика зламу бічних рам візків 18-100 за 2002 – 2015 рр.

Постійно існує ймовірність зламу деталей дорогою прямування. Дані статистики по зламам, що відповідають певному тавру заводу-виробника, представлені на Рис. 1.3 .



Рис. 1.3 – Розподіл зламів бічних рам візків вантажних вагонів по заводам-виробникам

вагонного лиття за 2006 – 2014 рр.

Існує кілька версій причин виникнення даної проблеми: недосконалість головних елементів і конструкції, в цілому; недостатня якість виготовлення біч-них рам; погане утримання залізничної колії; недосконалість конструкції ру-хомого складу; порушення правил експлуатації та ремонту рухомого складу [6].

Проведені дослідження відповідності сталей бічних рам різних виробників, випробувальним центром продукції вагонобудування та ливарного виробництва Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ВЦ ПВДП «УкрНДІВ»), показують, що характеристики механічних властивостей і хімічного складу сталей бічних рам у більшості випадків, вище сучасних нормативних вимог, що висуваються до даної продукції .

В даний час чітко сформувалися основні напрямки у галузі проектування вантажних вагонів нового покоління, диктуємі потрібною зростаючою провізною здатністю. У вагонах нового покоління повинні враховуватися: рівень безпеки та екологічного навантаження на навколишнє середовище, споживчі показники, вартість життєвого циклу, коефіцієнт експлуатаційної готовності та інші . Варто відзначити, що залізниці більшості країн СНД і Балтії зазнають дефіцит пропускної здатності, і по мірі зростання економіки очікують, що ситуація буде ускладнюватися .

Транспортною стратегією України на період до 2020 року передбачено забезпечення рухомим складом, здатним істотно підвищити техніко–технологічні показники, зокрема:

– підвищення швидкості руху вантажних потягів до 100 – 120 км/год;

– збільшення терміну експлуатації та підвищення продуктивності рухомого складу;

– зниження питомих витрат енергоресурсів і матеріаломісткості;

– зменшення часу доставки вантажів .

Організація швидкісного руху вантажних потягів в Україні є важливою умовою інтеграції залізничного транспорту країни у загальноєвропейську систему, чинник підвищення України, як держави, здатного забезпечити за рахунок транзитних транспортних коридорів ефективне залізничне сполучення між Європейським Союзом та швидкорозвиваючимися країнами Азії, Далекого Сходу, Закавказзя .

Реалізація зазначених вимог значною мірою пов’язана з удосконаленням рухомих сполучень вантажних вагонів, а саме, динамічних та трибологічних характеристик ресорного підвішування, підвищенням його стабільної та надійної роботи з врахуванням зростаючих динамічних навантажень в умовах швидкісного руху залізничного складу . З підвищенням швидкості руху негативні наслідки функціональної недосконалості елементів рухомих сполучень, перш за все, демпфуючих пристроїв, багаторазово посилюються, що значною мірою обмежує можливість експлуатації потягів в умовах швидкісного руху .

Зниження витрат як у сфері їх виробництва, так і у сфері експлуатації повинно внести значний вклад до розвитку залізничної галузі України. Актуальним завданням є створення вітчизняних конкурентоспроможних моделей вантажних вагонів, що є складною науково-технічною проблемою, вирішення якої потребує реалізації системного підходу з урахуванням досвіду експлуатації та досягнень розвитку сучасної науки та техніки при їх проектуванні. Розробка сучасних та перспективних конструкцій, які дозволяють комбінувати та агрегатувати, відповідні до завдання конструкційно-функціональні схеми є одним із перспективних шляхів розв’язання данного питання.Основою для розробок рухомого складу нового покоління є принцип модульної компоновки з раціональної уніфікацією вузлів та систем, знижуючих вартість цих конструкцій та їх розробку. Перехід від проектування окремих спеціалізованих вагонів до проектування сімейства вагонів на базі основної конструкції дозволить створити вагони із заданим рівнем надійності та довговічності.

Можливими критеріями інновації піввагонів є: сприйняття вісьового навантаження від 25 т/вісь і вище; застосування полегшених матеріалів, що дозволить скоротити коефіцієнт тари нижче 0,3. Дані заходи дозволять розвивати важковаговий рух та збільшити пропускну здатність залізничних ліній. Можливими критеріями інновації критих вагонів є: збільшення V перевозимого вантажу, V кузову не менше 159 м3 по ТУ завода-виробника; зниження динамічних характеристик на шлях та перевозимі вантажі, що дозволить знизити вертикальне прискорення діюче на вагон та вантаж на V= 90 км/год не більше 0,37 м/с2, горизонтальне – 0,2 м/с2. Заходи дозволять мінімізувати вплив на інфраструктуру .

В експлуатації на залізницях країн СНД знаходяться в основному чотиривісні напіввагони випущені АТ НВК «Уралвагонзавод» з глухими торцевими стінками моделей 12-119, 12-132 та напіввагони випущені ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» з торцевими стінками у вигляді двостулкових дверей (моделей 12-753, 12-1000 та 12-757). З універсальних критих вагонів найбільшу питому вагу у вагонному парку складають вагони моделей: 11-066, 11-217 та 11-270. Дані вантажні вагони оснащені двовісними візками моделі 18-100. Експлуатаційні випробування рухомого складу в країнах СНД показали, що найслабшою ланкою вагону є візок, який значно впливає на ходові характеристики вантажного вагону.

Теоретичні та експериментальні дослідження, а також статистичні дані про сходи рейкових екіпажів з рейок та їх аналіз свідчать про високу чутливість показників динаміки до технічного стану ходових частин рухомого складу та верхньої будови колії. Небезпеку сходу, особливо, при високій швидкості руху, можуть викликати причини, не пов'язані з несправностями вагона, а залежачі від особливості конструкції візку, тобто залежать від конструктивних особливостей рухомих сполучень, які безпосередньо не викликають сход, а є причинами розвитку динамічних процесів, які призводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію і, у кінцевому підсумку, викликають його сход. До них можна віднести несправності гасителів коливань.

Впровадження нових конструкцій вагонів підвищеної вантажопідйомності, продуктивності, з новими споживчими властивостями та експлуатаційними характеристиками призвели до необхідності створення більш досконалих конструкцій візків. Вихід бачиться у застосуванні нових транспортних технологі і, в першу чергу, у підвищенні продуктивності вантажного рухомого складу за рахунок:

– підвищення вісьових навантажень до 27 – 30 т/вісь та погоних навантажень до 8,5 – 10,5 т/м, що забезпечується збільшенням габариту, скороченням міжвагоних проміжків;

– зниження маси тари за рахунок застосування композиційних матеріалів та нових металів;

– застосування візків з вдосконаленими системами ресорного підвішування;

– зниження динамічних навантажень у несучих вузлах вагонів та елементах верхньої будови колії;

– збільшення швидкості до 140 км/год;

– ресурс бандажів не менше 600 тис.км;

– поліпшення взаємодії у системі «колесо – рейка»;

– застосування альтернативних джерел енергії для локомотивів та спеціального самохідного рухомого складу, стаціонарної енергетики;

– збільшення терміну служби вантажних вагонів до 32 років.

Тому необхідно проведення більш детальних науково-дослідних та дос-лідно-конструкторських робіт по удосконаленю головних вузлів рухомих сполучень візків вантажних вагонів.

**1.2 Конструкційні особливості трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північної Америки**

До візків з центральним одноступінчатим ресорним підвішуванням, рама яких складається з надресорной балки, двох бічних рам та колісних пар, що спираються на підшипникові вузли, відносяться візки: Motion Control M-976 Truck System (США), QCZ56 (Китай), ICF та MD45/52 (Німеччина), 18-100, 18-131, 18-578, 18-597 (Росія) і 18-7020, 18-755, 18-781, 18-1711 (Україна) та інші.

Починаючи з середини 50-х років минулого століття на мережі залізниць колії 1520 мм експлуатується візок ЦНДІ-Х3-0 («Центральний науково-дослідний інститут МШС – Ханін») з одноступінчатим центральним ресорним підвішуванням і клиновими фрикційними гасителями коливань зі змінною силою тертя, пропорційній масі кузова вагону.Він замінив візки МТ-44 та МТ-50, що застосовувалися у той час [19]. Це сталося завдяки ряду переваг – порівняно кращими показникам якості ходу, менш інтенсивній дії на колію. У подальші роки візку ЦНДІ-Х3-0 була присвоєна модель 18-100 (Рис. 1.4, 1.5). Візок цієї наймасовішої моделі до 2004 р. був фактично єдиним серійно випускаємим Крюковським ВБЗ, Стаханівським ВБЗ, БМЗ, УВЗ, Абаканвагонмаш, Титан–експрес та використовуваним у складі чотирьох- та восьмивісних вантажних вагонів [20].



Рис. 1.4 – Схема візку моделі 18-100:

1 – колісна пара; 2 – бічна рама; 3 – фрикційний клин (гаситель коливань);

4 – надресорна балка; 5 – буксовий вузол; 6 – гальмівна передача;

7 – підп'ятник; 8 – ковзун

Рис. 1.5 – Загальний вид візку моделі 18-100

Таблиця 1.1

**Конструктивні параметри візка 18-100**

|  |  |
| --- | --- |
| Основні параметри та розміри | Значення |
| 1. Максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейку, кН (тс) | 230,5 (23,5) |
| 2. Конструкційна швидкість, км/год | 120 |
| 3. База візку, мм, не більше | 1850 |
| 4. Маса одного візка у зборі, кг, не більше | 4900 |
| 5. Відстань від рівня головок рейок до рівня опорної поверхні підп’ятника у вільному стані, мм | 806 |
| 6. Відстань між поздовжніми вісями бічних ковзунів, мм | 1524 |
| 7. Відстань між поздовжніми вісями ресорних комплектів, мм | 2036 |
| 8. Статичний прогин ресорного комплекту, мм  | 46 – 60 |
| 9. Статичний прогин ресорного комплекту під тарою, мм, не менше (при навантаженні від колісної пари на рейки 60 кН) | 11 |
| 10. Коефіцієнт відносного тертя фрикційних гасителів коливань у ресорному підвішуванні під максимально допустимим навантаженням брутто | 0,08 – 0,12 |
| 11. Коефіцієнт відносного тертя фрикційних гасителів коливань у ресорному підвішуванні під тарою | 0,10 – 0,16 |
| 12. Коефіцієнт конструктивного запасу прогину ресорного підвішування з урахуванням максимального навантаження від вісі на рейки та без урахування сил тертя, не менше | 1,75 |
| 13. Ресорне підвішування | Центральне |
| 14. Гнучкість ресорного підвішування, мм/Н (мм/тс) | 1,13×104(1,13) |
| 15. Діаметр підп’ятникового місця, мм, не більше | 304 |
| 16. Глибина підп’ятникового місця, мм, не більше | 30 |
| 17. Габарит вписування згідно ГОСТ 9238 | 02-ВМ |

Поширеність цих візків обумовлена рядом їх переваг: простотою конструкції, низькою вартістю виготовлення та обслуговування, технологічністю; використанням під вагонами магістральних залізниць та промислового транспорту; завдяки конструкції з'єднання, візок без труднощів викочується з-під рами вагону для проведення ремонтних робіт; масовим випуском та широким використанням на території СНД, Китаю, Балтії та інших країн.

З моменту введення в експлуатацію візка моделі 18-100 його конструкція зазнала ряд змін та модернізацій. Необхідність поліпшення конструкції в першу чергу була викликана збільшенням навантаження на вісь. Другим напрямом при модернізації візку моделі 18-100 було збільшення його експлуатаційних якостей та міжремонтних пробігів. Дані напрями вдосконалення ходових частин вантажних вагонів не втратили своєї актуальності і на сьогоднішній день.

Майже одночасно з вітчизняними розробками О. Г. Ханіна в США були сконструйовані візки типу Barber та візок типу Motion Control, які серійно випускаються по наш час. Більше 75% вагоного парку США та більше 90% парку Канади і Мексики оснащено візками сімейства Барбер. Головною відмінністю американських візків є наявність широкого типорозмірного ряду пружин підвішування для вісьових навантажень від 7 до 34 т/вісь. Сучасні бокові рами, застосовувані в американських візках, мають збільшену висоту перетину в зоні буксового проміжку та збільшену площу робочої поверхні сталевих фрикційних клинів.

В області підвищення міжремонтних пробігів візків вантажних вагонів слід зазначити модернізацію візка моделі 18-100 за проектом М1698 (Росія) та за проектами С03.04, С14.01 (Україна).

В даний час для навантаження 23,5 т/вісь запропоновані візки, які можна розділити по конструкційному виконанню на 4 групи [21]:

I група – аналоги візку 18-100 з модернізацією за проектом М1698 (18-2128, 18-9801, 18-9845, 18-9841, 18-9770, 18-1750);

II група – аналоги візку 18-100 з модернізацією за проектом С03.04 – випускаються для експлуатації в Україні;

III група – візки 18-578 та її аналоги (18-9771, 18-7020);

IV група – візок моделі 18-9810, спроектований за технологією Ваrber S-2, який відрізняється конструкцією основних вузлів – на 2010 рік були випущені досліджувані зразки.

Для навантаження 25 т/вісь запропоновані наступні моделі візків: 18-194-1, 18-9800, 18-9855, 18-9836, які значно відрізняються за конструктивним виконанням.

Суть модернізації за проектом М1698 полягає в тому, що на опорну поверхню буксового отвору бічної рами встановлюється зносостійка скоба, а фрикційні планки замінюються складеними, маючими рухливу планку підвищеної твердості, а також застосовують фрикційні клини з чавуну марки СЧ 25 [22, 23]. Сьогодні, з урахуванням проведення модернізації візків вантажних вагонів, міжремонтний норматив складає 2 роки, а за окремими видами вагонів — 3 роки (криті, платформи та інші). Пробіг виріс з 110 000 до 160 000 км.

Комплексна модернізація візків моделі 18-100 за проектом С03.04 відбувається за технологією американської компанії A. Stucki (США), що передбачає використання трьох пристроїв: пружнодисипативних бічних ковзунів постійного контакту у вузлах спирання кузова на ходові частини, зносостійких фрикційних планок товщиною 16 мм і фрикційних клинів із високоміцного чавуну з пружними поліуретановими накладками на похилих поверхнях у ресорному підвішуванні, еластомірних прокладок між п'ятником та підп'ятником, а також застосування коліс зі зносостійким нелінійним профілем ІТМ-73, розробленим в ІТМ НАНУ і НКАУ [22-25].

З 2006 року Крюківським вагонобудівним заводом розпочато випуск вагонів на візках моделі 18-7020, у конструкції яких використані модернізовані вузли згідно з рекомендаціями проекту С03.04 та застосовані аналогічні візку 18-578 технічні рішення відмінність – пружно-каткові ковзуни фірми А. Стакі. В даному візку замість букси застосовані касетні підшипники з адаптером. У ресорному комплекті внутрішні пружини мають вільну висоту на 30 мм менше зовнішніх, забезпечуючи білінійну жорсткість комплекту. Клини фрикційних гасителів коливань відлиті з високоміцного чавуну та мають уретанові накладки фірми «А.Стакі». Клини мають геометричні розміри, створюючі початкове заниження 10 мм.

Модернізація візків вантажних вагонів моделі 18-100, згідно з С14.01, включає модернізацію надресорних балок та бічних рам, а також заміну сталевих фрикційних клинів на чавунні. На модернізовані візки встановлюють чавунні фрикційні клини або інші, погоджені Укрзалізницею [26,27].

В 2004 р. у результаті комплексної модернізації візка моделі 18-100, фахівці АТ «НВК «Уралвагонзавод» розробили візок моделі 18-578, який нині експлуатується у складі піввагонів виробництва АТ «НВК «Уралвагонзавод». У візку моделі 18-578 застосовано ряд конструктивних та технологічних рішень: знімні ковзуни пружно-каткового типу, чавунні термозміцнені фрикційні клини з уретановими накладками та інших, детально розглянутих у статтях .

В той же час на ЗАТ «Протрактор-вагон» було поставлено на виробництво та сертифіковано візок моделі 18-9771, головною відмінністю від 18-578, якого стала можливість застосування різних конструкцій пружних та пружно-каткових ковзунів основних світових виробників. Проте досвід експлуатації візка моделі 18-578 виявив недостатню надійність зони внутрішнього кута буксового отвору бічної рами. Так, за час експлуатації цього візку допущено 17 випадків зламу бічних рам.

Випущений Тихвінським вагонобудівним заводом (ТВБЗ) візок Barber S-2-R моделі 18-9810 з вісьовим навантаженням 23,5 та 18-9855 з вісьовим навантаженням 25 тс відрізняється за конструкцією від серійних вантажних візків моделі 18-100 . В основу цієї розробки покладений візок S-2-R, спроектований компанією «Standard Car Truck Co», що входить у корпорацію «WABTEC» (США). Інноваційний візок моделей 18-9810 та 18-9855 має ряд технологічних особливостей описаних у статтях [23].

На сьогоднішній день пройшли повний цикл постановки на виробництво і сертифікації два вантажні візки з вісьовим навантаженням 25 тс моделі 18-194-1 виробництва АТ «НВК «Уралвагонзавод» та моделі 18-9800 виробництва ЗАТ «Промтрактор-вагон». У конструкції цих візків застосовуються фрикційні клини збільшеної ширини .

Перспективним візком з вісьовим навантаженням 25 тс та конструкційною швидкістю 120 км/год є візок моделі 18-9836 сумісного виробництва ЗАТ «Промтрактор-вагон» та компанії «ASF-Keystone, Inc» (США), призначений для використання під універсальними та спеціалізованими вантажними вагонами колії 1520 мм. Прототипом даного візка послужив візок «Motion Control». Візок оснащенно ковзунами постійного контакту, а зношувані деталі та вузли мають візуальні індикатори їх граничного стану. Детальний опис конструкції у статті.

**Розроблені ТОВ «Софія** – **Інвест»** візок **моделі 18-4129 та візок моделі 18-9817 (спільна розробка з компанією АSF США) для вантажних вагонів нового покоління з вісьовим навантаженням 25 тс, розглянуті у статті**.

ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» спільно з американською корпорацією «Amsted Rail» розробив конструкції та освоїв виробництво вагонів на сучасних візках моделі 18-7020 з 2006 року та 18-7033 з 2015 року. У візку моделі 18-7033 використані комплектуючі та технічні рішення, направлені на посилення несучих елементів – бічних рам та надресорних балок. В 2015 році візок пройшов повний комплекс випробувань .

Варто зауважити, що на відміну від візку моделі 18-100, взаємодія надресорної балки та бічних рам якої відбувається через клини, у конструкціях візків типу Barber, Ride Master, Motion Control надресорна балка має опорні стінки, які допускають її поздовжнє переміщення відносно бічної рами не більше, ніж на 8 мм. Це попереджує істотне підвищення діючих на клин навантажень при ударах вагонів з гірок та забіганні бічних рам у кривих, що є однією з основних відмінностей візку 18-100, у результаті недостатньої «зв’язанності» бічних рам у горизонтальній площині, та призводить до значного зменшення ресурсу пар тертя у візку.

Застосування візків моделі 18-100, в якості ходових частин для вантажних вагонів нового покоління, істотно обмежує швидкісні можливості. Дослідження показали, що візок за багатьма параметрами не повністю відповідає експлуатаційним вимогам. Візок вагона, як механічна система складається з фізичних тіл і зв’язків між ними, має велику кількість ступенів свободи та видів коливань, які багато разів повторюються під дією сил, достатньо швидко змінних у часі та напрямі, що приводить до інтенсивного зносу взаємодіючих вузлів і деталей візка . Конструктивна схема даного візку заснована на принципі переважного використання технічних рішень зв’язків несучих елементів у вигляді відкритих вузлів тертя з нестабільними характеристиками. Мають місце істотні недоліки, основними з яких є інтенсивний знос елементів, що труться та низькі динамічні властивості . В сукупності, при зменшенні коефіцієнту відносного тертя ресорного підвішування, динамічні напруги в бічних рамах, а особливо в консольних частинах буксових проміжків, збільшуються. Виникаючі при цьому критичні напруги та крутні моменти можуть призвести до зламу конструкції. Візок має незадовільну характеристику при вписуванні у криві, значний знос коліс та рейок, схильність до самозбудження коливань виляння під час руху по прямих ділянках шляху та пологих кривих. При цьому зі збільшенням зносу елементів конструкції погіршується робота складових фрикційної системи демпфування, п′ятникових вузлів та буксових отворів, а також зменшується критична швидкість вагонів. Усунення цих негативних факторів можливо тільки при деяких конструктивних змінах ходових частин візка . Формування динамічної навантаженості конструкції вагона, а також елементів верхньої будови колії, значною мірою залежить від характеристик системи демпфірування і гасіння коливань. Це означає, що для забезпечення задовільних ходових якостей вагонів вирішальним фактором є демпфірування коливань .

**1.3 Роль фрикційного клинового гасителя коливань у процесі гасіння коливань візка вантажного вагону**

Вагони, рухаючись по прямим ділянкам шляху, в дійсності описують не прямолінійну, а складну хвилеподібну траєкторію. Тому для гасіння резонансних коливань в систему ресорного підвішування вводять спеціальні гасителі, які дозволяють знизити амплітуди та прискорення коливального руху, а отже, зменшити вплив динамічних сил на елементи вагону, шлях і вантаж, що перевозиться [7].

Гасителі коливань створюють дисипативні сили, необхідні для розсіювання енергії власних коливань та обмеження амплітуд коливань вагону і його частин.

Ресорне підвішування візка включає два ресорних комплекти, кожен з яких складається з п'яти, шести чи семи дворядних циліндричних пружин 2 (зовнішня) і 3 (внутрішня) та двох фрикційних клинів 1 гасителя коливань (Рис. 1.6) [28].





Рис. 1.6 – Ресорний комплект

Кількість дворядних пружин у комплекті залежить від вантажопідйомності вагону. Крайні бічні пружини комплекту підтримують клини гасителів коливань. Знизу клини мають кільцеві виступи, що не допускають зміщення їх відносно пружин у горизонтальній площині, а верхньою своєю частиною входять у гнізда надресорної балки і своїми похилими поверхнями взаємодіють з похилими поверхнями балки (під кутом 45°, площини А), а вертикальними поверхнями з фрикційними планками, закріпленими на бічній рамі (Рис. 1.7) [28].



Рис. 1.7 – Балка надресорна

Для виявлення найбільш недосконалих місць конструкції та створення, відповідаючої сучасним технічним вимогам конфігурації фрикційного клину, запропонована класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів, розроблених та впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном, а також проведено патентний аналіз (Рис. 1.8).

Класифікація конструкційних особливостей фрикційного клину:

1. По типу виробництва: а) нові; б) модернізовані.
2. По конфігурації: а)плоскі; б) просторові.
3. По куту нахилу похилої робочої поверхні: а) 45°; б) 37,5°; в) 55°; г) 150…156°.
4. По матеріалу виробництва: а) сталь; б) чавун.
5. Наявність елементів прикріплених до клину: а) з поуліретановими накладками: прямокутні, овальні, паралелограмні; б) без поуліретанових накладок.
6. По типу конструкції похилої робочої поверхні клину: а) збільшена ширина похилої поверхні; б) збільшена площа контактної похилої поверхні; в) похила поверхня у вигляді двох рознесених площин.
7. По типу конструкції вертикальної поверхні клину: а) збільшена висота вертикальної поверхні; б) зменшена висота вертикальної поверхні.
8. По наявності знаку межі зносу: а) маючі знак межі зносу; б) без знаку межі зносу.



Рис.1.8 – Схема класифікації конструкційних особливостей фрикційного клину

У результаті проведеного патентного огляду, запропонованих удосконалень гасителів коливань за останні 15 років, а саме, фрикційних клинів, основні пропозиції технічних рішень стосуються:

– удосконалення кріплення та форми зносостійких накладок ;

– введення додаткових фрикційних матеріалів, зносостійких накладок, кріплень на робочих поверхнях клину ;

– застосування індикаторів зносу ;

– зміни куту нахилу робочих поверхонь фрикційного клину ;

– інших конструктивних пропозицій.

Проведений аналіз літературних джерел і патентної документації та розроблена класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів дозволили визначити напрямки модернізації основного вузла ходової частини вантажних вагонів. Клинова система повинна забезпечувати підвищений опір забіганню боковин, стабільність характеристик демпфірування протягом всього міжремонтного пробігу при зниженні навантажень, діючих на поверхні клину, для зменшення його зносу. Для створення надійної та довговічної конструкції клинового фрикційного демпферу, відповідаючого сучасним вимогам вагонів нового покоління, конфігурація, матеріал та конструкція клину повинні бути змінені .

Аналіз робочих особливостей застосовуваних клинів пласкої та просторової конфігурації похилої поверхні у візках вантажних вагонів показав, що застосування фрикційних клинів з пласкою похилою поверхнею не дозволяє збільшити опір забіганню бічних рам для забезпечення конструкційної швидкості понад 90 км/год , а з просторовою (чи додатковими пристроями, що зв'язують бічні рами) – дають змогу підвищити конструкційну швидкість до 120 км/год.

У більшості вітчизняних візків величина кута нахилу похилої робочої поверхні клину становить 45°, а в моделях деяких сучасних закордонних візків 63°. При раніше проведеному у роботах [29-31] розрахунковому аналізі впливу величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 70°, виявлено, що для візка 18-100 кут нахилу 45° є раціональним. Його суттєва зміна призведе до погіршення динамічних показників вагону, а саме: модифікація кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 52° призводить до значного збільшення вертикальної складової сили тертя; збільшення величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину веде до збільшення частки часу протягом якої гаситель заклинено; при зміні кута клину від 45° до 55° зростає опір забіганню бічних рам візку у 1,8 рази та у 2,25 рази при зростанні ширини вертикальної поверхні від 120 до 280 мм.

Використання поуліретанових накладок між надресорною балкою та похилою поверхнею фрикційного клину усуває процес тертя металу по металу в контактній парі, але навіть перерозподіл зусиль через полімерні накладки, не виключає перекоси вертикальних стінок корпусів відносно зносостійких планок на бічних рамах візків.

Робота трибологічного сполучення «клин *–* планка» визначається експлуатаційними чинниками і залежить від матеріалу поверхонь тертя (сталь по сталі, чавун по сталі, сталь надресорної балки по уретановій накладці) .

На вагонобудівних підприємствах України та країн СНД серійно випускають: сталеві фрикційні клини, які встановлюють у вантажні візки нового вагонобудування; фрикційні клини з сірого чавуну при проведенні планових видів ремонту вантажних вагонів; фрикційні клини з високоміцного чавуну з ізотермічним загартуванням, застосовувані у візку зі збільшеним міжремонтним пробігом моделі 18-578. У таблиці 1.2 зазначені основні технічні та конструкційні характеристики клинового гасителя коливань з даними клинами [19,20, 32 *–* 34].

Таблиця 1.2

**Технічні та конструкційні характеристики клинового гасителя коливань**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Характеристика | Сталь 20Л, 25Л | СЧ25 | ВЧ120 |
| Жорсткість ресорного комплекту, кН/м | 8,77 | 8,77 | 6,25 |
| Розрахункове навантаження, кН | 230,5 | 230,5 | 230,5 |
| Тиск поверхонь тертя, МПа | 2 *–* 10 | 2 *–* 10 | 4 – 12 |
| Поверхня тертя клину, мм2 | 31142 | 31142 | 31142 |
| Поверхня тертя планки, мм2 | 31142 | 31142 | 31142 |
| Сила тертя під навантаженням, кН: |  |
| *–* при стисненні | 16 | 16 | 24 |
| – при розтиску | 52 | 52 | 68 |
| Швидкість відносного ковзання пар тертя, м/с | 0,1 – 0,2 | 0,1 – 0,3 | 0,2 – 0,4 |
| Коефіцієнт відносного тертя | 0,0806 | 0,0805 | 0,084 |
| Хід клину, мм | 11 – 48 | 11 – 48 | – |
| Маса пружини, кг | 14,8/7,05 | 14,8/7,05 | 12,8/6,8 |
| Маса клину, кг | 15,9 | 16,2 | 14,2 |
| Міжремонтний пробіг, тис.км | 160 | 160 | 210 |

Статистичний та теоретичний аналіз по заводам-виробникам і ремонтним депо залізничного транспорту, а також лабораторне дослідження робочих поверхонь вузла «фрикційний клин – фрикційна планка» показав, що основними причинами заміни фрикційних клинів та відмов фрикційних планок є:

– підвищений знос фрикційних планок, у тому числі, нерівномірний знос робочої поверхні планки та робочих (похилої та вертикальної) поверхонь фрикційного клину;

– крихке руйнування клинів та планок;

– руйнування клинів по упорам;

– руйнування, пов'язані з утворенням тріщин на внутрішній перемичці та вертикальній стінці фрикційного клину;

– втомне руйнування по всьому перетину планки чи від заклепки.

У роботі гасителів коливань істотну роль відіграє положення клинів щодо надресорної балки. Ефективність роботи фрикційного клину залежить від його стану, геометричних розмірів та кутів між його основою і робочими поверхнями (вертикальною та похилою) приймається ****, при цьому верхня частина поверхні повинна відхилятися від вертикалі на 0,5 – 2,5 мм, що забезпечує цій поверхні ухил, рівний ухилу прикріпленої до бічної рами фрикційної планки [28]. Похила поверхня клину з його основою становить кут 45°. Відхилення похилої поверхні від розрахункової середньої у верхній частині клину в ту та іншу сторону не повинно перевищувати 1,5 мм, а в сумі – 3 мм [28].

На фрикційний клин діють сила тяжіння, сила інерції, реакція підклинової пружини, сила нормального тиску та сила тертя від взаємодії з надресорною балкою та фрикційною планкою. Вузол гасителя коливань «фрикційний клин – фрикційна планка» працює в жорстких умовах сухого тертя, абразивної дії робочого середовища та впливу вологи. Фрикційний клиновий гаситель коливань, має сили тертя, пропорційні переміщенням, але різної величини для низхідного та висхідного руху, виникаючі при відносному вертикальному та горизонтальному переміщеннях поверхонь тертя клинів по фрикційним планкам, закріпленим на колонках бічних рам візка і залежать від величини прогину пружин (Рис. 1.9).



Рис 1.9 – Схема фрикційного клинового гасителя коливань

Відповідно до регламентуючих документів [20, 37], статичний прогин ресорного підвішування від тари – 8 мм, від маси брутто — 46 – 50 мм, коефіцієнт відносного тертя гасителя коливань становить — 0,08 – 0,16. Внаслідок обмеження максимально допустимої величини статичного прогину ресорного підвішування вантажних вагонів за умовами зчепленності у порожньому та навантаженому станах, весь діапазон експлуатаційних швидкостей лежить у докритичній та критичній межах коливань вагону . Однією з умов, обмежуючих підвищення швидкості руху та поліпшення динамічних показників ресорного підвішування екіпажу, і перш за все, фрикційних клинових гасителів коливань, є силові фрикційні зв'язки ходових частин рейкових екіпажів, які обумовлюють швидкісні якості рухомого складу.

Аналіз умов експлуатації показав, що нестабільність коефіцієнта тертя у фрикційних клинових гасителях коливань залежить від умов, головними з яких є: навантаження, швидкість переміщення, температура та фізико-механічні властивості контактуючих поверхонь. Передача зусиль і руху від однієї деталі до іншої здійснюється під тиском в області контакту [20, 23]. Основний механізм зношування визначається по співвідношенню між діючою напругою та міцністю при даній температурі. Крім того, область контакту практично недоступна для досліджень у процесі фрикційної взаємодії. Значний вплив на фрикційну взаємодію справляє трансформація енергії тертя, яка має місце у контактному зазорі. Частина енергії йде на деформаційні процеси, а частина на нагрів матеріалу, що викликає зміну механічних властивостей.

У процесі експлуатації фрикційний клиновий гаситель коливань характеризується нестабільністю роботи. Низька стабільність роботи гасителя коливань призводить або до завищення, або до заниження сил тертя проти розрахункової [19]. Величина різниці рівня клинів та надресорної балки візка коливається в значних межах від –10 до +20 мм. Ефективність роботи гасителя коливань в значній мірі залежить від робочого положення фрикційного клину, яке визначається нормованим значенням завищення / заниження опорної поверхні клину відносно нижньої опорної поверхні надресорної балки. Для нового чи відремонтованого вантажного вагону заниження клину має бути в межах до 8 мм. У процесі експлуатації допустиме завищення не повинно перевищувати 12 мм [35], при перевищенні сила тертя гасителя коливань зменшується на 30…35% у навантаженого вагона, а у порожнього відбувається повне розвантаження клинів [36]. Завищення клинів, особливо, у порожніх вагонів небезпечно через можливість випадіння підклинових пружин та клинів. При заниженні клину на 12 мм відбувається збільшення сили тертя гасителя коливань в 2 рази, що може призвести до заклинювання клину і виключення з роботи ресорного підвішування. Таким чином, порушення у роботі вузла гасіння коливань вагону становить пряму загрозу безпеці руху .

Нормативи гранично допущених в експлуатації зносів деталей фрикційного клинового гасителя коливань візка моделі 18-100, перевищення яких може призвести до сходу з рейок, зазначені у таблиці 1.3 [35].

Таблиця 1.3

**Нормативи гранично допущених в експлуатації зносів деталей гасителя коливань візку моделі 18-100**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| N п/п | Найменування параметру | Граничні зноси |
| 1 | Розширення фрикційних планок донизу, мм | не більше 11\*/не менше 2\* |
| 2 | Сумарний знос робочих поверхонь фрикційного клину не більше, мм | 10\* чи 6\* на сторону |
| 3 | Сумарний знос похилих поверхонь надресорної балки, не більше мм | 6\* |
| 4 | Положення фрикційних клинів щодо надресорної балки не більше, мм– заниження– завищення | 128 |
| 5 | Висота пружини не менше, мм | 243\* |
| 6 | Різниця висот пружин в одному комплекті не більше, мм | 8\* |

Примітка. \* – граничні зноси, які не повинні бути досягнуті до моменту закінчення міжремонтного пробігу (періоду) вагону.

Основні несправності деталей гасителя коливань візку ЦНДІ-Х3-0 моделі 18-100 наведені у таблиці 1.4 [37].

Таблиця 1.4

**Несправності деталей гасителя коливань візку ЦНДІ-Х3-0 моделі 18-100**

|  |  |
| --- | --- |
| Несправність  | Причина |
| Гаситель у зборі |
| Завищення фрикційних клинів над опорною поверхнею надресорної балки більше 6 мм | Надмірний знос поверхонь тертя фрикційної планки, клину, надресорної балки |
| Тріщини чи відколи в упорному ребрі клину, злом підклинової пружини | Підвищені динамічні дії на гаситель |
| Фрикційний клин |
| Рівномірний знос вертикальної поверхні більше 8 мм та похилої більше 4 мм | Порушення технології виготовлення чи ремонту, міцність поверхонь менше норми |
| Нерівномірний знос, задири поверхонь тертя | Неправильна установка гасителя у візку |
| Фрикційна планка |
| Рівномірний знос більше 4 мм, нерівномірний знос більше 3 мм | Порушення технології ремонту, неправильна взаємодія |
| Послаблення заклепок кріплення, люфт відносно рами | Неправильний монтаж планки на візку |
| Натискні пружини |
| Просадка більше 3 мм, злом | Порушення технології виготовлення чи ремонту, руйнування |
| Надресорна балка |
| Рівномірний знос похилої поверхні більше 8 мм, нерівномірний знос більше 2 мм | Порушення технології ремонту, неправильна взаємодія з фрикційним клином  |

Фрикційні клини зношуються нерівномірно по вертикальній площині при взаємодії з фрикційною планкою, а по похилій площині – з надресорною балкою. Вертикальна площина більше зношується по краях та менше у середині,в результаті, взаємного забігу бічних рам візка при русі вагону. На початковому етапі припрацювання, знос похилої поверхні клину відбувається у два рази інтенсивніше, ніж вертикальної, а потім похила поверхня зношується приблизно в 10 разів інтенсивніше, що призводить до збільшення динамічних сил, діючих на вагон і шлях. Різна величина зносу клину для однакового пробігу обумовлена багатьма факторами: початковим притисненням при установці у підвішуванні візку; типом та фактичним завантаженням вагону в експлуатації; маршрутом слідування вагона; властивістю матеріалів контактуючих поверхонь .

Виходячи з необхідності внесення відповідних конструктивних змін фрикційного клинового гасителя коливань та вибору параметрів ресорного підвішування, основну увагу зосередженно на покращенні динамічних якостей та стабільних робочих характеристиках клинової системи демпфірування.

**Висновки розділу 1**

1. Огляд наукових праць видатних вчених стосовно досліджень динамічних властивостей та запропонованих конструктивно-технологічних удосконалень рухомих елементів та сполучень вантажних вагонів, показав, що за останні 60 років проведено значну кількість досліджень, в результаті яких, розроблено конструкції візків вантажних вагонів з різноманітними технічними рішеннями. Основну увагу при створенні візків приділяли удосконаленню окремих елементів та вирішенню проблеми зносу деталей. Але питання вибору раціональних конструктивних схем та параметрів ресорного підвішування візків для швидкісних вантажних перевезень досі не вирішено та залишається актуальним.

2. Розроблення сучасних та перспективних конструкцій, які дозволяють комбінувати та агрегатувати, відповідні конструкційно-функціональні схеми – один із перспективних шляхів розв’язання даного питання.

3.Огляд конструктивних особливостей сучасних, масововикористовуваних і модернізованих за програмами С03.04, С14.01, М1698 трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північної Америки показав, що основні технічні рішення сьогодення – використання зносостійких накладок, удосконалення конструкції бічних рам, фрикційних клинів та ковзунів, ресорних комплектів, застосування нових матеріалів та інші.

4. Застосування візків моделі 18-100, в якості ходових частин вантажних вагонів нового покоління, істотно обмежує швидкісні можливості. Формування динамічної навантаженості конструкції вагона, а також елементів верхньої будови колії, значною мірою залежить від характеристик системи демпфірування та гасіння коливань.

5. Ефективність роботи фрикційного клину залежить від його стану, геометричних розмірів та кутів між його основою та робочими площинами – вертикальною та похилою, робочого положення фрикційного клину, яке визначається нормованим значенням завищення/заниження опорної поверхні клину відносно нижньої опорної поверхні надресорної балки. Низька стабільність роботи гасителя коливань призводить або до завищення, або до заниження фрикційних клинів, як наслідок – випадання підклинових пружин і клинів; заклинювання клину та виключення з роботи ресорного підвішування.

6. Для виявлення найбільш недосконалих місць конструкції та створення, відповідаючої сучасним технічним вимогам конфігурації фрикційного клину, запропоновано класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, розроблених та впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном, а також проведено патентний аналіз.

7. Аналіз робочих особливостей застосовуваних клинів пласкої та просторової конфігурації похилої поверхні у візках вантажних вагонів показав, що застосування фрикційних клинів з пласкою похилою поверхнею не дозволяє збільшити опір забіганню бічних рам для забезпечення конструкційної швидкості понад 90 км/год.

8. Аналіз величини кута нахилу похилої робочої поверхні клину закордонних та вітчизняних візків та його вплив на динамічні показники вагону, виявив, що для візка 18-100 кут нахилу 45° є раціональним. Його суттєва зміна призведе до погіршення динамічних показників вагону.

9. Використання поуліретанових накладок між надресорною балкою та похилою поверхнею фрикційного клину усуває процес тертя металу по металу в контактній парі, але навіть перерозподіл зусиль через полімерні накладки, не виключає перекоси вертикальних стінок корпусів відносно зносостійких планок на бічних рамах візків.

10. Дана технічна та конструкційна характеристика клинових гасителів коливань серійно випускаємих на вагонобудівних підприємствах України та країн СНД. Приведені основні несправності деталей гасителя коливань візку ЦНДІ-Х3-0 моделі 18-100 та нормативи гранично допущених в експлуатації зносів, перевищення яких може призвести до сходу з рейок.

11. Аналіз умов експлуатації показав, що нестабільність коефіцієнта тертя у фрикційних клинових гасителях коливань залежить від умов, головними з яких є: навантаження, швидкість переміщення, температура та фізико-механічні властивості контактуючих поверхонь.

12. Для створення надійної та довговічної конструкції фрикційного клинового гасителя, відповідаючого сучасним вимогам вагонів нового покоління, конфігурація, матеріал та конструкція клину повинні бути змінені.