

Имя пользователя:
Олена Калюжна

ID проверки:
1007323363

Дата проверки:
01.04.2021 11:11:25 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet

Дата отчета:
01.04.2021 11:16:45 EEST

ID пользователя:
100005189

Название файла: ОКП0221

Количество страниц: 39 Количество слов: 6307 Количество символов: 46381 Размер файла: 1.59 MB ID файла: 1007455905

27.8% Совпадения

Наибольшее совпадение: 19.8% с Интернет-источником (<https://ua-referat.com/%D0%A0%D0%B5%D0%BC%D0%BE%D0>).

27.8% Источники из Интернета

97

Страница 41

Поиск совпадений с Библиотекой не производился

0% Цитат

Исключение цитат выключено

Исключение списка библиографических ссылок выключено

0% Исключений

Нет исключенных источников

Модификации

Обнаружены модификации текста. Подробная информация доступна в онлайн-отчете.

Замененные символы

87

УДК 629.4.027.5

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

ОКП0221

2

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ КОЛІСНИХ ПАР.....	5
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ.....	14
3 ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ КОЛІСНИХ ПАР.....	25
4 ВИСНОВОК.....	35
5 СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	36
6 АНОТАЦІЯ.....	39

ВСТУП

Колісні пари є найбільш важливими елементами конструкції вагона, оскільки вони відповідають за рух і його безпеку.

Безпека руху залізничного рухомого складу залежить від надійності колісних пар, яка характеризується спроможністю безвідмовної їх роботи в складних умовах експлуатації.

Працюючи в сучасних режимах експлуатації залізниць і екстремальних умовах навколишнього середовища, колісна пара вагона повинна задовольняти наступним основним вимогам: мати достатню міцність, маючи при цьому мінімальну обресорену масу з метою зниження тари рухомого складу та зменшення безпосереднього впливу на рейковий шлях і елементи вагона при проходженні нерівностей рейкової колії; володіти деякою пружністю, що забезпечує зниження рівня шуму і пом'якшення поштовхів, що виникають при русі вагона по рейковому шляху; спільно з буксовими вузлами забезпечувати, можливо, менший опір при русі вагона і можливо більший опір зносу елементів, що піддаються зношуванню в експлуатації.

На колісну пару впливають зовнішні змінні статичні та динамічні навантаження і постійні діючі сили, обумовлені натягом коліс на підматочинні частини осі і роликів підшипників на шийку осі, внаслідок чого утворюються дефекти на колісній парі. Великий вплив на умови роботи колісної пари мають швидкості руху поїздів, збільшення яких призводить до динамічного перевантаження колісних пар.

Надійність колісних пар переважно залежить від конструкції, технології виготовлення та ремонту колісної пари, а також від якості виконання технічного обслуговування.

Конструкція колісних пар впливає на плавність ходу, величину сил, що виникають при взаємодії вагона та колії, а також опір руху поїзда.

Протягом експлуатації колісні пари вагонів підлягають поточному, середньому та капітальному ремонтам. При цьому необхідно дотримання

4

порядку і терміну проведення ремонтів колісних пар; норм і вимог, яким колісні пари повинні відповідати при ремонті, формуванні та підкочуванні під вагони.

Передові методи своєчасного виявлення дефектів колісних пар під час руху поїздів є основою попередження аварій рухомого складу.

1 ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ КОЛІСНИХ ПАР

Залишаючи осторонь розвиток водного транспорту, простежимо перші етапи розвитку транспортної техніки, то переконаємося в наступному. Одночасно з перенесенням вантажів, людина дуже рано почала практикувати їх волочіння по землі, що давало можливість переміщувати велику тяжкість. Щоб уникнути псування вантажу і для зменшення тертя, первісна людина стала вживати примітивні вози.

Однак швидкий прогрес сухопутної транспортної техніки почався лише з того часу, як тертя ковзання було замінено тертям кочення, іншими словами, після появи в первісній техніці перших саней. Можна думати, що це мало місце ще до переходу до неоліту.

Спочатку під важкий вантаж який перекачували підкладали простий дерев'яний стовбур, що грав роль санів. Потім деревний стовбур стали очищати від кори і обтисувати. Надалі вантаж почали встановлювати на зв'язану із жердин платформу, що служила підставкою для вантажу (рис. 1.1).



Рис. 1.1 Примітивна платформа

Розвиток деревообробних знарядь в первісному суспільстві і перш за все винахід пили, дало можливість отримати з дерев'яного стовбура поперечні розпили, тобто суцільні круглі диски. Два таких просвердлених посередині диска насаджували на одну вісь, що служило опорою для платформи на якому лежав вантаж, це був великий крок вперед в порівнянні з

6

катком, так як при цьому тертя кочення (ходових) частин перевізної споруди різко знижувалося.

Так виникло суцільне дискове колесо і разом з тим перший справжній візок.

Розвиток і вдосконалення конструкції колісних пар тісно пов'язані з розвитком рейкового транспорту в цілому, оскільки колісна пара є невід'ємною частиною будь-якого транспортного засобу.

Створенню перших рейкових залізниць передували так звані лежневі шляхи, які виникли в гірській і металургійній промисловості Західної Європи у XVII столітті. Лежнями були дерев'яні напрямні, по яких пересувалися вагонетки. Колеса вагонеток також були дерев'яними або мали сталевий бандаж. На поверхні кочення коліс виконувалося жолобчасте заглиблення, яке перешкоджало сходу воза з лежневого шляху. Надалі для підвищення міцності і терміну служби колеса і напрямних рейок їх починали виготовляти з чавуну.

У 1776 році англійський винахідник Джессоп запропонував виготовляти колеса з "ребордою", яка запобігала сходу коліс з рейок. Цей винахід по суті є прототипом сучасних гребневих коліс.

Велика увага до міцності та надійності колісних пар приділялася при створенні перших вагонів. Нормальна вісь до 1892 року виготовлялася порожнистою, мала діаметри шийки, підматочинної та середньої частин відповідно до 100, 135 і 126 мм. Із збільшенням вантажопідйомності і тари вагонів, швидкостей руху поїздів зростали навантаження, що діяли на колісні пари. Це обумовило необхідність підсилення їхніх елементів. У результаті зростали діаметри осей, удосконалювалися конструкції коліс і підвищувалася міцність посадки їх на вісь.

Досить тривалий час колісні пари оснащували в основному бандажними колесами, що складаються з колісного центра, бандажа і елементів, що його зміцнюють. До 1892 року застосовували колеса (рис. 1.2), центри яких були дерев'яними (колеса Мензеля), їх виготовляли з дерева

7

твердых пород. У 13 колісному центрі розміщувався дерев'яний диск 2, що складався з шістнадцяти секторів, виготовлених із тікового дерева. Він знаходився між бандажем 1 і маточиною 3, був скріплений з ними за допомогою кілець 4 і 5, стягнутих болтами 6.



Рис. 1.2. Колесо з дерев'яним центром

Такі колеса мали безшумний і порівняно спокійний хід, пом'якшували вертикальні поштовхи. Проте внаслідок усихання дерева в процесі експлуатації болти слабшали, це порушувало безпеку руху поїздів і призводило до необхідності постійного спостереження за станом кріплення. Тому колеса з дерев'яними центрами (колеса Мензеля) вилучили з експлуатації.

Також відомий досвід застосування колісних пар з колесами бандажного типу, які виготовлялися з пресованого картону, а бандаж і маточина були сталевими. Колісні пари такої конструкції використовувалися в США в пасажирських вагонах.

До 1900 року поширення набули ковани центри. Потім використовувались литі спицеві, дискові сталеві і чавунні центри. Серед безбандажних коліс високою міцністю та невеликою вартістю відрізнялися колеса Гриффіна (США), які виготовляли з чавуну з твердим (вібленим) ободом. У 1948 році виготовлення чавунних центрів було припинено внаслідок великої маси, малої міцності і частих пошкоджень при формуванні колісних пар. Припинилося також виготовлення спицевих центрів через нерівномірну жорсткість обода і послаблення з'єднання з бандажем, а також

8

завихрення повітря при русі. Завихрення повітря викликало потрапляння піску на поверхню ходових частин, що труться, а також підвищений знос і задирки металу.

Перші візки вагонів російської побудови можна характеризувати 4 періодами.

З 1846 по 1890 рр. - період побудови перших візків і послідуєчого вдосконалення їх, причому друга частина цього періоду відмічається повним затишшям в будівництві нових типів візків і вагонів.

З 1890 по 1910 рр. - роки загального підйому вагонобудування, коли з'явився ряд нових візків, які замінили і витіснили візки першого періоду;

З 1910 по 1916 рр. - переважає споруда візків для пасажирських вагонів і скорочується будівництво їх для товарних вагонів;

З 1925 по 1940 рр. - радянський період характеризуються інтенсивним розвитком побудови товарних вагонів візках об'єднаного типу і конструювання більш досконалих візків для пасажирських вагонів.

Візок перших товарних і пасажирських вагонів, сконструйований американцем Уайненсом, носила його ім'я; вона показана на рис. 1.3. Візок складався з двох колісних пар, на зовнішні шийки яких були надіті дві коробчасті букси найпростішого типу з мідними підшипниками. Букси обох осей за допомогою болтів знизу зв'язувалися поздовжнім брусом зі смугового заліза. Відстань між осями становило 1228 мм. В поглибленні верхньої частини боковини вкладалися кінці вигнутої вгору поздовжньої листової ресори з плоскої сталі товщини 12,5 мм і шириною 102 мм. До середньої частини ресори двома хомутами прикріплювався поперечний дерев'яний брус, армованим залізом. В брусі був отвір для шкворня і повзуни по краях, на цей брус опирався кузов вагона, який мав для цього особливий надвізковий брус.

Колеса у візків виготовлялися сплюснені чугунні. Смазка виготовлялася із сала яловичини та масла суріпиці. Тара візка складала 3,8 тон при діаметрі коліс 915 мм.

9

Ці візки були однакові як для пасажирських так і для вантажних вагонів, вони були дуже жорсткі, так як мали тільки упорне ресори без підвіски на них кузова.



Рис. 1.3. Візок перших вагонів Петербурзько-Московської залізної дороги

В такому виді вони працювали до 1863 року., доки конструкція їх була покращена. Замість нижнього поздовжнього бруса був встановлений верхній брус, міцно пов'язаний з буксами, що має загнуті догори кінці, до яких на сережках підвішувалася поздовжня вигнута догори ресора з загнутими вушками у верхнього листа. Опорний шкворневий брус візки був залишений без зміни. Таке удосконалення зробило величезний вплив на роботу візка. Підвіски пом'якшили передачу жорстких ударів кузова і дозволили йому погойдуватися на них при передачі ударів коліс об стики рейок. Тому візок з підвішеним кузовом при русі був більш спокійний.

У 70-х роках начальником Олександрівського заводу інж. Грехневським були спроектовані візки нової системи (рис. 1.4). До жорстко з'єднувальної букси бруса була підвішена поздовжня ресора на сережках. На цю ресору, звернену увігнутою стороною догори, спиралася інша плоска ресора, вигнута в протилежну сторону; на ній лежав шкворневий брус з повзунами, і до неї ж на сережках підвішувався кузов вагона.

На візку інж. Рехневського вперше було здійснено подвійне підвішування вагона на ресорах, тим самим послаблювалися поштовхи та досягалось більш плавний хід вагона. Вона була поставлена під більшістю пасажирських вагонів Петербурзько-Московської залізної дороги.

Розповсюдження візка інж. Рехневського не получила, так як чотиривісні вагони в цей час вже не будувались.



Рис. 1.4. Візок пасажирських вагонів Петербурзько-Московської залізної дороги конструкції інж. Рехневського (1865 р.)

У 80-х роках відомим американським вагобудівним заводом Пульмана був сконструйований двовісний візок для пасажирських вагонів, котрий зберігся до наших днів. В ньому було застосовано подвійне підвішування кузова за допомогою поперечного перерізу- них плоских і спіральних круглих ресор (рис. 1.5). Істотною відмінністю її стала можливість деякої свободи коливань в поперечному напрямку кузова разом зі шкворневим брусом. Застосування чотирьох спіральних ресор на поздовжньому балансірі- сприяло поглинанню поштовхів від рейкових стиків. Все це зробило хід вагонів на візках Пульмана суттєво спокійним, і вони отримали найширше поширення у всіх країнах.



Рис. 1.5. Перший візок Пульмана, побудований Олександрівським заводом для пасажирських вагонів Петербурзько-Московської залізної дороги

Перші візки Пульмана були сконструйовані Олександрівським заводом за малюнками американських журналів. У 1873 р вони були застосовані на Петербурзької-Московської залізної дороги під пасажирськими вагонами I і II класів. У 1879 р. на замовлення головного товариства російських залізниць Ковровські майстерні будували чотиривісні вагони вже на пульманівських візках.

По типу візка Пульмана Олександрівським заводом була спроектована та побудований в 1885 р. перший чотиривісний візок для двох вагонів довжиною 25250 мм, побудованих в 1850 р. (рис 1.6).



Рис. 1.6. Чотиривісний візок, побудований в 1885 р. по типу Пульмана

Візок мав сім рядів поперечних плоских ресор, котрі за допомогою люльки передавали вагу вагона на раму візка які спирались чотирьома спіральними ресорами на балансир між двома парами коліс. Цей візок для довгих вагонів був дуже спокійний на ходу.



Рис. 1.7. Перши візок Російсько-Балтійського заводу із подвійним підвішуванням

На рис. 1.7 показаний візок із подвійною підвіскою, з плоскими поздовжніми ресорами над буксами та поперечними під брусом. Згодом державки довгих шпінтонів у поздовжніх ресор були підняті вгору, а під

12

нижні частини поставлені спіральні пружини з нагвинченими на кінці шпінтонів гайками і чашковимишайбами. Таким чином, вийшов тип візка з потрійним підвішуванням, по плавності ходу і пом'якшення поштовхів не поступається візку Пульмана. Візки з потрійним підвішуванням будувалися в декількох варіантах. Особливістю цього типу візків були вперше застосовані плоскі ресори так званого екіпажного типу з загнутими в вушко кінцями.

У 1931 році був здійснений перехід від бандажних коліс до більш досконалих безбандажних, який завершився в 70-х роках ХХ століття. У 1953 році було також припинено виробництво чавунних коліс, оскільки на них часто з'являлися вищербини, раковини і відколи, що створювали загрозу безпеці руху поїздів і скорочували термін їх служби. Надійнішими в експлуатації зарекомендували себе сталеві литі колеса. З 1935 року було організовано виробництво суцільнокатаних коліс, які мають істотні переваги перед литими. З роками суцільнокатані колеса удосконалювалися і набули поширення.

У 50-60-ті роки ХХ століття виготовлялися та використовувалися на залізницях колісні пари РУ-950 і РУ-1050. Основною відмінністю цих колісних пар від зазначених раніше є збільшений (до 135 мм) діаметр шийки для забезпечення можливості використання буксових роликів підшипників на втулковій посадці. Колісна пара РУ-1050 мала також збільшений діаметр кола кочення колеса (1050 мм). Кріплення підшипників на шийці осі в цих колісних пар також здійснювалось за допомогою корончатої гайки М110×4.

У конструкції сучасного залізничного рухомого складу знайшли своє застосування колісні пари різноманітних конструкцій із застосуванням цілісних і порожнистих осей, а також суцільнокатаних і бандажних коліс.

При високих швидкостях та інтенсивному гальмуванні застосовуються колісні пари із гальмівними дисками. Ця колісна пара (рис. 1.8) складається з осі 1 і двох жорстко закріплених коліс 2 і гальмівних дисків 3. Залежно від швидкості руху та необхідного гальмівного зусилля на вісь може встановлюватися різна кількість гальмівних дисків.

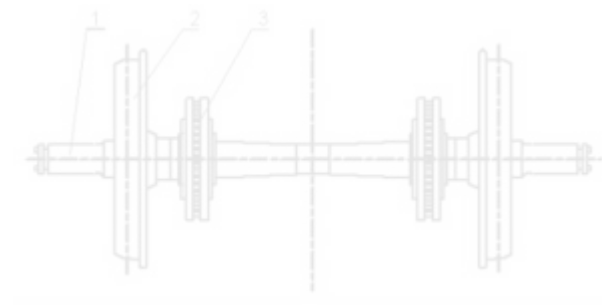


Рис. 1.8. Колісна пара з гальмівними дисками

Перевагою цієї конструкції порівняно з типовими колісними парами є зменшене спрацювання поверхні кочення коліс, можливість роботи при інтенсивних режимах гальмування, відсутність термічних дефектів, які виникають при натисненні гальмівних колодок на поверхню кочення коліс.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

В процесі експлуатації відбувається природний знос, зокрема рівномірний прокат обода колеса що виникає в результаті тертя його об рейки.

Справне утримання ходових частин в експлуатації забезпечується періодичними видами ремонту (заводськими та деповськими), що виконуються в депо і на заводах, а також поточним ремонтом. При деповському ремонті колісних пар відновлюються вузли і деталі (негідні замінюються новими, а несправні ремонтуються з доведенням до альбомних розмірів). Цей вид ремонту найбільш трудомісткий, вимагає великої витрати нових матеріалів і запасних частин.

Знос і пошкодження колісних пар виявляють зовнішнім оглядом, шаблонами і вимірювальним інструментом.

Зовнішнім оглядом виявляють видимі несправності, наприклад, тріщини і відколи обода, диска і маточини, суцільнокатаних коліс.

Шаблони застосовують для перевірки профілю обода суцільнокатаних коліс, радіуса заокруглень осей колісних пар, а також інших деталей. З вимірювальних інструментів найбільш поширені шаблони, мікрометри різних конструкцій, штихмаси, лінійки і косинці. Особливо широко застосовують мікрометри при ремонті деталей букс з роликowymi підшипниками і колісних пар.

Для виявлення тріщин в металі, які не можна виявити зовнішнім оглядом, перевіряють магнітними і ультразвуковими дефектоскопами.

Справна робота колісних пар залежить від точності виготовлення деталей і якості їх обробки. Тому при ремонті коліс необхідно строго виконувати технічні вимоги і дотримуватися встановлених розмірів.

Головні несправності колісних пар є: прокат ободів коліс; знос ободів по товщині, а так само вертикальний підріз гребенів; повзуни, вищербини і

15

раковини на поверхні кочення; знос і пошкодження шийок осей; тріщини в осях; протертість і вигин осі; ослаблення і зрушення колеса на осі; тріщини в колесах.

Прокат по поверхні кочення колеса утворюється внаслідок його тертя об рейки (рис. 2.1). Практично прийнято вважати, що 1мм прокату обода суцільнокатаного колеса виникає в середньому після пробігу колісною парою 30000 км.

При великому прокаті збільшується опір руху поїзда, крім того, гребінь колеса низько опускається і може стосуватися болтів рейкових кріплень, послаблювати з'єднання рейок і навіть зрізати їх болти, що створює загрозу для безпеки руху поїздів. Найбільші допустимі розміри рівномірного прокату при періодичному і поточному ремонті вагонів, а також при їх експлуатації, встановлені Інструкцією з огляду, формування та ремонту вагонних колісних пар.

Прокат вимірюється абсолютним шаблоном (рис.2). При вимірюванні вертикальний движок шаблону встановлюють на відстані 70 мм від внутрішньої грані колеса, а шаблон вільно накладають на обід колеса. Щоб вертикальний движок встановити на відстані 70мм від внутрішньої грані колеса, необхідно поворотом стопорного гвинта послабити рамку движка, пересуванням останнього по прорізу поєднати ризики на шаблоні і рамці і загорнути стопорний гвинт. Величину прокату відраховують по розподілах, нанесеним на рамці. Якщо прокат зміщений щодо кола, вимірювальну ніжку ставлять в місці найбільшого зносу. Для виявлення найбільшого прокату вимірювання виробляють в декількох місцях по колу обода колеса.



Рис 2.1. Рівномірний прокат

Рис 2.2. Вимірювання пракагу
суцільнокатаного колеса
абсолютним шаблоном

Знос по товщині ободів коліс спостерігається після тривалої роботи колісних пар в експлуатації і неодноразових обточених коліс на верстаті. Найменші допустимі розміри товщини ободів коліс при підкатці колісних пар під вагони, що випускаються з періодичних видів і поточного ремонту, встановлені Інструкцією з огляду, формування та ремонту колісних пар і наведені в таблиці 1. Вимірюють товщину ободів в найбільш тонкому місці шаблоном, званому товщиноміром (рис. 2.3). Для цього ніжку шаблону встановлюють на відстані 70 мм і товщиномір лінійкою щільно притискають до внутрішньої грані обода. Потім, рухаючи движок, підводять ніжку до поверхні кочення. Цифри, нанесені на лінійці шаблону і збігаються з вказівною рисою на движку, показують дійсну товщину обода з урахуванням зносів на поверхні кочення колеса.

Таблиця 2.1 – Найменші допустимі розміри товщини ободів коліс

Пасажирські вагони	Найменша товщина при ремонті, мм			
	заводський	деповський	поточний ремонт з відчеплення м	поточний ремонт з відчеплення м
Звертають увагу у поїздах зі швидкістю понад 120 до 140 км\год	40	40	37	35
Звертають увагу у поїздах зі швидкістю понад 140 до 160 км\год	55	45	42	40
Звертають увагу у поїздах зі швидкістю до 120 км\ч	33	33	30	25

17

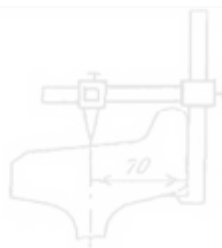


Рис. 2.3. Вимірювання товщини ободу товщиноміром

Знос гребеня утворюється від зіткнення з рейкою внаслідок звивистого руху колісної пари на прямих ділянках шляху і при проходженні вагона по кривих.

Допустима товщина гребеня коліс, виміряна на відстані 18 мм від його вершини, при підкочуванні колісних пар під вагони, що випускаються з деповського, поточного оціночного ремонтів, а так само у вагонів, що знаходяться в експлуатації, наведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Допустима товщина гребня при деповському або поточному ремонті колісної пари

Пасажирські вагони	Товщина гребня при ремонті, мм		
	заводського	деповського	поточного
Звертають увагу у поїздах зі швидкістю понад 120 до 140 км\год	30-33	30-33	28-33
Звертають увагу у поїздах зі швидкістю свьше 140 до 160 км\год	32-33	32-33	30-33

Для вимірювання товщини гребеня застосовують абсолютний шаблон (рис.4), який встановлюється так само, як і при перевірці прокату. Щоб виявити товщину гребеня, потрібно горизонтальну вимірювальну ніжку

шаблону підвести до зіткнення з гребенем і на горизонтальній шкалі прочитати величину дійсної товщини гребеня.

Вертикальний підріз гребеня є наслідком порушення нормальних умов роботи колісних пар. Підріз гребеня особливо часто утворюється: у чотиривісних вагонів, що мають велику різницю баз бічних рам візків; при великій різниці діаметрів коліс, насаджених на одну вісь; якщо є великий зазор між буксами і щелепами, а так само перекіс рами візка; від несиметричної насадки коліс на осі.

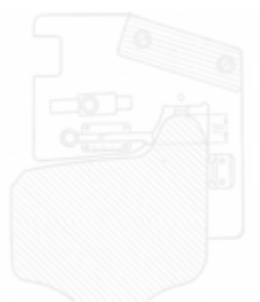


Рис. 2.4. Вимірювання товщини гребня суцільнокатаних коліс

Зношений гребінь колеса може викликати схід вагона з рейок, особливо на протишерстих стрілках. Тому до роботи під вагонами не допускаються колісні пари, що мають вертикальний підріз гребеня, верхній край якого знаходиться на відстані 18мм і більше від поверхні кочення коліс. Для виявлення вертикального підрізу гребеня застосовують спеціальний шаблон (рис. 2.5). Колісну пару бракують, якщо вертикальна поверхня движка стикається хоча б тільки у верхній частині з підрізаною поверхнею гребеня.

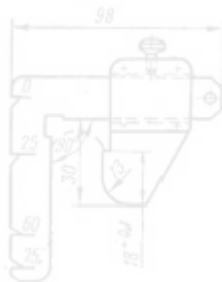


Рис. 2.5. Шаблон для вимірювання вертикального підрізу гребня

При наявності гострого накату у верхній частині гребеня, незалежно від висоти підрізу і товщини гребеня, колісна пара в експлуатацію не допускається.

Повзуни (вибоїни) утворюються на поверхні кочення коліс при їх ковзанні по рейках в разі заклинювання колісних пар. Повзуни під час руху вагона викликають удари, руйнівню діють на рейковий шлях, колісні пари і ходові частини. Тому колісні пари з роликowymi підшипниками, що мають повзуни більше 1 мм, для роботи під вагонами не допускаються.

Глибину повзуна визначають движком абсолютного шаблону шляхом порівняння вимірювання на місці вибоїни з вимірюванням в іншому місці поверхні кочення коліс, де немає вибоїни.

Вищербини називають місцеві поглиблення на поверхні обода колеса колісної пари, що з'являються внаслідок відшаровування або вищербини металу. Вищербини виникають найчастіше на місці повзунів і розташовуються симетрично на одній лінії у обох коліс. Такі дефекти можуть бути і на одному колесі, виникають вони від прослизання колеса в процесі руху вагона на черевіку при розформуванні складу.

Вищербини на поверхні кочення коліс допускається глибиною до 10 мм або довжиною по найбільшому вимірюванню до 25 мм у пасажирських вагонів. Товщина обода колеса в місці вищербини не повинна бути менше допустимої (31 мм в пасажирських поїздах зі швидкістю до 120 км\год, 34 мм до 140 км\год, 40 мм до 160 км\год).

20

Раковини в колесах є наслідком неметалевих включень (шлак, пісок) всередину металу, які виявляються на поверхні кочення колеса після її стирання або обточування

Крім перерахованих вище несправностей коліс, також нерідко зустрічаються на поверхні кочення кільцеві виробки (рис. 2.6), зміщення металу і гострий накат на ділянці сполучення підрізаної частини гребеня з його вершиною (рис. 2.7). Кільцеві виробки допускається біля основи гребеня глибиною не більше 1 мм і на ухилі 1: 7 не більше 2 мм або шириною б не більше 15 мм. зміщення металу (навар) допускається висотою у колісних пар пасажирських вагонів не більше 0,5 мм.



Рис. 2.6. Кільцеві виробки на поверхні кочення колеса



Рис. 2.7. Гострокінцевий накат гребня

Тріщини найчастіше виникають в підступичній частині осі з внутрішньої сторони маточини колеса і рідше в середній частині. Причиною появи тріщин в осях можуть служити удари, що випробовуються колісною парою при незадовільній якості формування колісної пари, при навантаженні і розвантаженні колісних пар.

Якщо при формуванні колісної пари маточина колеса або підступична частина осі буде оброблена з великою конусністю або овальністю, то після напрессовки колеса зусилля, що утримує його на осі, буде розподілятися нерівномірно по підступичній частині, що викличе місцеві напруги в осі, що сприяють появи тріщин. Відсутність фаски на внутрішній грані маточини колеса також може стати причиною появи тріщини.

Виникнення тріщин на середній частині осі пояснюється головним чином наявністю в верхньому шарі металу неметалевих включень, порожнин, заходів, забоїн та інших вад.

Тріщини в осях виявляють дефектоскопами, а в експлуатації під вагонами - зовнішнім оглядом за ознаками, до яких відносяться іній, вздута фарба, а так само скупчення пилу у вигляді валика під тріщиною. При виявленні в осі поперечної тріщини колісну пару бракують.

Протертість осі колісної пари в середній частині викликається неправильною складанням і регулюванням важільної передачі гальма. В експлуатації така потертість допускається на глибину не більше 2,5 мм, а при випуску вагонів з періодичного ремонту – не більше 2 мм. Потертість в передступичній частині з'являється від тертя стінок заднього вирізу букси об вісь при неправильній збірці буксового вузла та інших причин.

Зігнутість осі виникає в результаті недотримання вимог при її виготовленні і пошкодженні в експлуатації. Для визначення зігнутості осі у сформованій колісній парі вимірюють відстані між внутрішніми гранями ободів коліс в чотирьох діаметрально протилежних точках. Наявність різниці цих відстаней в двох діаметрально протилежних точках більше 2мм свідчить про вигнутість осі або несправності колеса.

Ослаблення і зрушення колеса на осі можуть статися від неправильного натягу, допущеного при надресовке колеса на вісь, грубої і неправильної розточування маточини колеса і обточування подступичної частини осі. Ознаками ослаблення насадки маточини є виступ іржі або масла у маточини з внутрішньої сторони колеса, тріщина фарби по всьому периметру в з'єднанні зі маточиною.

Зрушення колеса на осі або неправильну надресовування його визначають виміром в чотирьох точках відстані між внутрішніми гранями коліс і невідповідністю цієї відстані встановленим розмірам.

При наявності ознак ослаблення міцність посадки колеса на осі перевіряють на гідравлічному пресі. Якщо зрушення колеса від середини в

22

сторону шийок при зусиллі 75-85тс не стався, колісна пара визнається придатною до експлуатації. Кільцеві тріщини в диску колеса можуть з'являтися від тугий запресовування останнього на вісь. Колісні пари з тріщинами в Ободах і дисках суцільнокатаних коліс не допускаються до експлуатації.

Також в роботі було проаналізовано несправності колісних пар у пасажирських вагонів. Провівши статистичний аналіз по вагонних депо, у таблиці 2.3 представлено кількість відремонтованих колісних пар (КП) у період з 2014 по 2019 роки. Узагальнені результати по АТ Укрзалізниця наведені в таблиці 2.4 та на рис. 2.8.

Таблиця 2.3 – Кількість ремонтваних КП по роках починаючи з 2014 року

	2014р.	2015р.	2016р.	2017р.	2018р.	2019р.
Всього	2213К	2200КП	1943КП	1991КП	4300КП	4344КП
вагонів	П					

Таблиця 2.4 – Розподіл несправностей колісних пар

Види несправностей	Результати	
гострий гребінь	5502	11,99%
підріз гребня	1656	3,61%
тонкий гребінь	14035	30,58%
рівномірний прокат	6205	13,52%
нерівномірний прокат	409	0,89%
повзун	3235	7,05%
навар	2153	4,69%
вищерблина	7323	15,95%
кільцевий наплив металу	687	1,50%

кільцева виробітка	2452	5,34%
різність діаметрів	42	0,09%
сітка термічних тріщин	10	0,02%
інші причини	2189	4,77%
Разом:	45898	100,00%
Кількість колісних пар, які надішли в ремонт, одиниць:		
без обточування	13727	
з обточуванням	45898	
Разом:	59625	



Рисунок

2.8 – Розподіл несправностей колісних пар за причинами

Проведений аналіз свідчить, що колісні пари надходять у ремонт через тонкий гребінь (понад 30 %). Далі йдуть вищербини на поверхні кочення (майже 16 %) та гострий гребінь (понад 11 %). Розподілення пошкоджень по конкретним залізницям практично не відрізняється від загального по АТ УЗ.

Також був проведено аналіз про вік осей колісних пар пасажирських вагонів які наведені у таблиці 2.5 та рис. 2.9

Таблиця 2.5– Розподіл осей колісних пар за віком

Вік	Кількість
-----	-----------

	абсолютна	у %
понад 50 років	83	0,23%
від 40 до 50 років	1481	4,18%
від 30 до 40 років	11301	31,92%
від 20 до 30 років	14756	41,68%
від 10 до 20 років	3939	11,13%
до 10 років	3842	10,85%
35402	100,00%	

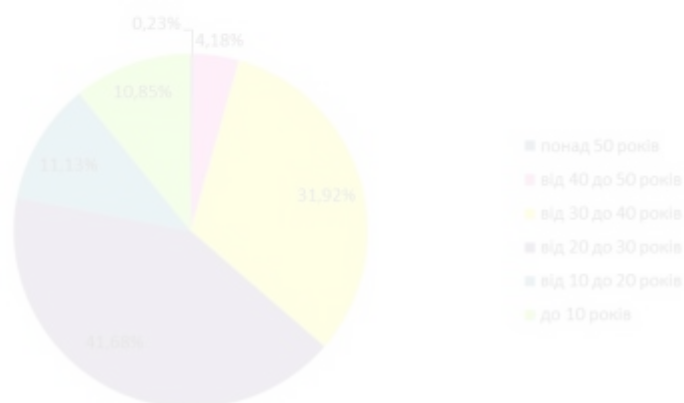


Рисунок 2.9 – Розподіл осей колісних пар за віком

Переважає більшість осей, що знаходяться в експлуатації, знаходяться в діапазоні від 20 до 30 років (41,68%) та від 30 до 40 років (31,92%). Кількість осей віком до 10 років не перевищує 11 %.

Зроблений статистичний аналіз показав, що основною причиною виникнення транспортних подій є ходові частини вагонів які складають понад 60% від всіх інших причин за яких вагони знімають зі шляху прямування. Тому необхідно звернути увагу на якість ремонту та обслуговування вагонів і особливо на кількість вагонів які вичерпали свій строк служби.

3 ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ КОЛІСНИХ ПАР

Колісна пара візка пасажирського вагона, є механічною системою, яка взаємодіє з навколишнім середовищем. На нього діють певні зовнішні впливи q , які можуть приймати випадкові значення з простору Q . Стохастичну поведінку системи будемо характеризувати елементами u , які є частками відповідного простору U , який обирається таким чином, щоб за його допомогою в рамках розрахункової схеми повністю був описаний стан системи. Властивості системи характеризуються оператором L , який кожній реалізації елементів з простору впливів Q приводить у відповідність реалізацію елементів у просторі станів U

$$Lu=q.(3.1)$$

При цьому простір якості V обирається таким чином, щоб за допомогою його елементів можна було повною мірою характеризувати якість функціонування системи. При нормальній експлуатації системи її параметри якості повинні знаходитися у встановлених межах на протязі всього нормативного строку служби. Математично це відповідає знаходженню елементів v в допустимій області Ω простору якості V . Вихід траєкторії $v(t)$ з допустимої області Ω відповідає відмові системи (рис. 3.1).

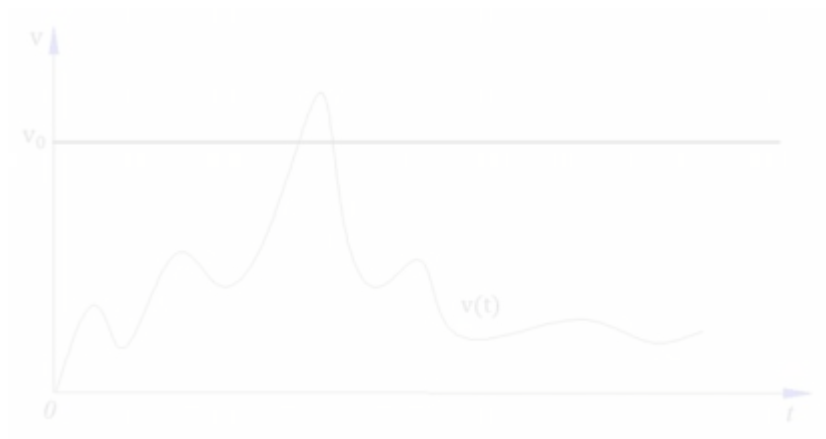


Рис. 3.1. Графічна ілюстрація теорії викидів для одномірного простору
Основний показник надійності $P(t)$ імовірністю безвідмовної роботи на відрізку $[0, t]$, що відповідає імовірності знаходження вектору якості в допустимій області на протязі цього відрізка часу

$$P(t) = P\{v(t) \in \Omega; \tau \in [0, t]\}. (3.2)$$

Цей вираз не враховує розсіювання фізико механічних властивостей матеріалів, та розсіювання параметрів навантаження. За умови, що випадкові властивості системи характеризуються векторною випадковою величиною r , а розсіювання параметрів зовнішнього впливу $q(t)$ визначається вектором s , то сумісна щільність розподілення параметрів r та s буде позначатися як $p(r, s)$. Тоді імовірність безвідмовної роботи системи обчислюється за формулою повної імовірності

$$P(t) = \iint P(t|r, s) p(r, s) dr ds (3.3)$$

У вихідний момент часу випадковий процес $v(t)$ з імовірністю, яка дорівнює 1, буде знаходитися у допустимій області Ω , тобто $P(0) = 1$. Викиди з цієї області на відрізку часу $[0, t]$ - дуже рідкі події. Математичне

очікування кількості викидів випадкового процесу $v(t)$ на відрізка часу $[0, t]$ позначимо як $N(t)$. Тоді

$$M[N(t)] \equiv \Lambda(t) \approx \int_0^t \lambda(t) dt. (3.4)$$

Це співвідношення пов'язує між собою математичне очікування кількості викидів випадкового процесу $v(t)$ з інтенсивністю відмов. У випадку, коли відповідна механічна система є високонадійною (а багаторічний досвід експлуатації колісних пар дає можливість це стверджувати), можливе використання пуассоновського потоку відмов. Тоді імовірність безвідмовної роботи можна обчислити за наступною формулою

$$P(t) \approx \exp[-\Lambda(t)]. (3.5)$$

Відомо, що довговічність колісних пар визначається головним чином появою тріщин на шийках або середній частині осі. Причиною виникнення цих тріщин є напруження $\sigma(t)$, що перевищують межу міцності на витривалість. Тобто якість системи буде характеризуватися величиною максимальних напружень.

Простір якості V у даному випадку буде одномірним, а область допустимих значень задана обмеженням

$$\sigma(t) \leq \sigma_{ст}. (3.6)$$

де $\sigma_{ст}$ – межа міцності підшипникової сталі.

Величина $\sigma(t)$ залежить, в свою чергу, від величини вертикальних навантажень $Q^k(t)$, які діють на колісну пару. При цьому

$$\sigma(t) = f[Q^k(t)], (3.7)$$

де $Q^B(t)$ – вертикальне навантаження, яке викликає відповідні напруження.

Тоді максимально можливим напруженням $\sigma_{max}(t)$ можна зіставити максимально можливі вертикальні навантаження $Q_{max}^B(t)$.

Вертикальні навантаження $Q^B(t)$, що діють на колісну пару, залежать від багатьох чинників: величини статичного навантаження, кількості осей, стану верхньої будови колії, технічного стану ходових частин і п'ятникового вузла вагону, швидкості руху та т. п. На практиці останні зазначені чинники об'єднують єдиним поняттям – коефіцієнт вертикальної динаміки.

Тоді імовірність відмови колісної пари визначається як імовірність появи вертикальних навантажень, що викликають в його елементах напруження, яке перевищує межу міцності, за зазначений час

$$P(\tau) = P\{-Q_{max}^B \leq Q^B(t) < Q_{max}^B ; \tau \in [0, T]\}. \quad (3.8)$$

Тоді кількість випадкового процесу зміни вертикальних навантажень

$$N(\tau) = T \int_0^{\infty} f(Q^B, \dot{Q}^B, t) \dot{Q}^B dQ^B. \quad (3.9)$$

де $f(Q^B, \dot{Q}^B, t)$ – сумісна щільність розподілення випадкового процесу зміни вертикальних навантажень та його першої похідної.

Якщо випадковий процес $Q^B(t)$ – стаціонарний, то

$$f(Q^B, \dot{Q}^B, t) = f_1[Q^B(t)] \times f_2[\dot{Q}^B(t)]. \quad (3.10)$$

У припущенні, що процес зміни вертикальних навантажень підпорядкований нормальному закону розподілення

$$f_1[Q^{\text{в}}(t)] = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{Q^{\text{в}}}} \exp \left[-\frac{(Q^{\text{в}} - M[Q^{\text{в}}(t)])^2}{2\sigma_{Q^{\text{в}}}^2} \right], \quad (3.11)$$

$$f_2[\dot{Q}^{\text{в}}(t)] = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{\dot{Q}^{\text{в}}}} \exp \left[-\frac{(\dot{Q}^{\text{в}})^2}{2\sigma_{\dot{Q}^{\text{в}}}^2} \right], \quad (3.12)$$

де $M[Q^{\text{в}}(t)]$ - математичне очікування випадкового процесу зміни вертикальних навантажень $Q^{\text{в}}(t)$;

$\sigma_{Q^{\text{в}}}^2$ - його дисперсія;

$\sigma_{\dot{Q}^{\text{в}}}^2$ - дисперсія його першої похідної;

$f_1[Q^{\text{в}}(t)]$ - щільність розподілення випадкового процесу зміни вертикальних навантажень;

$f_2[\dot{Q}^{\text{в}}(t)]$ - щільність розподілення випадкового процесу зміни похідної вертикальних навантажень.

Середнє квадратичне відхилення першої похідної випадкового процесу зміни вертикальних навантажень визначається наступною формулою

$$\sigma_{\dot{p}^{\text{в}}} = \sqrt{\int_0^{\infty} \left[\frac{\dot{K}_{p^{\text{в}}}(\tau)}{K_{p^{\text{в}}}(\tau)} \right]_{\tau=0}^2 d\tau}, \quad (3.13)$$

де $K_{p^{\text{в}}}(\tau)$ – кореляційна функція випадкового процесу зміни вертикальних навантажень; $\dot{K}_{p^{\text{в}}}(\tau)$ – друга похідна випадкового процесу зміни вертикальних навантажень.

Остаточно формула для визначення кількості викидів матиме вид

$$N(\tau) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\int_0^{\infty} \left[\frac{\dot{K}_{p^{\text{в}}}(\tau)}{K_{p^{\text{в}}}(\tau)} \right]_{\tau=0}^2 d\tau} \cdot \exp \left[-\frac{|\rho^{\text{в}} - M[\rho^{\text{в}}(t)]|^2}{2\sigma_{\rho^{\text{в}}}^2} \right]. \quad (3.14)$$

3.2 Аналіз динамічної навантаженості колісних пар пасажирських вагонів

При проведенні ходових динамічних експлуатаційних випробувань застосовувались типові обладнання для реєстрації динамічних процесів, яке базувалося на використанні методу тензометрії.

Поїздки поїзда з дослідними вагонами проводились на ділянці колії довжиною 14,577 км. Діапазон швидкостей руху складав від 40 км/год до максимально дозволених 160 км/год.

Запис експериментальних даних проводилась шляхом послідовного набору процесів та записувались на жорсткий диск бортового комп'ютера.

Записи реалізацій велися в обох напрямках руху поїзда загальною тривалістю не менше 300 с у кожному діапазоні швидкостей. Частота дискретизації записів динамічних процесів вибиралась більше 128 Гц, що дозволяло визначати показники в необхідному частотному діапазоні.

Розглядався кожний випадковий процес, робились обчислення та визначалися максимальні значення імовірності вертикальних навантажень.

Результати, отримані під час дослідних поїздок, у подальшому були використані для визначення характеристик процесів навантаження. На рис. 3.2-3.3 наведені деякі з отриманих реалізацій.



31

Рисунок 3.2 Зміна коефіцієнту вертикальної динаміки при швидкості 40 км/год на прямій дільниці колії



Рисунок 3.3 Зміна коефіцієнту вертикальної динаміки при швидкості 160 км/год на прямій дільниці колії

Очевидно, що процес зміни у часі коефіцієнту вертикальної динаміки являє собою випадковий процес з ярко вираженою синусоїдальною складовою.

З метою визначення характеристик випадкових процесів, що характеризують процеси навантаження не обресорених мас пасажирських візків, отримані масиви значень коефіцієнту вертикальної динаміки підвергались статистичній обробці за допомогою пакету програм Microsoft Excel.

При цьому визначались наступні параметри: величина математичного очікування, дисперсія, а також мінімальні та максимальні значення зусиль.

Для визначення характеристик випадкових процесів використовувались відомі формули математичної статистики:

$$\dot{K}_d^B = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_d^a(t_i). \quad (3.15)$$

$$D_{K_{\delta}^g} = \frac{1}{n-1} \left(\frac{\sum_{i=1}^n [K_{\delta}^g(t_i)]^2}{n} - \dot{K}_{\delta}^{g2} \right). \quad (3.16)$$

Значення кореляційної функції $K_{K_{\delta}^g}(\tau)$ обчислювалися таким чином:

$$K_{K_{\delta}^g}(\tau) = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^n [K_{\delta}^g(t_i) - \dot{K}_{\delta}^g] [K_{\delta}^g(t_{i+1}) - \dot{K}_{\delta}^g], \quad (3.17)$$

де n – кількість крапку реалізації; m – ціле число, що визначає інтервал кореляції $\tau = m \Delta t$, $m = \bar{1}, 2, \dots$).

На практиці замість кореляційної функції $K_{K_{\delta}^g}(t)$ часто використовують нормовану кореляційну функцію:

$$R_{K_{\delta}^g}(\tau) = \frac{K_{K_{\delta}^g}(\tau)}{D_{K_{\delta}^g}}. \quad (3.18)$$

Для апроксимації емпіричних оцінок нормованих кореляційних функцій часто використовують вирази типу:

$$R_{K_{\delta}^g}(\tau) = e^{-\alpha|\tau|} \times \cos \beta|\tau|, \quad (3.19)$$

де α, β – емпіричні коефіцієнти, які визначається методами математичної статистики.

Отримані результати показані на рисунках 4.4 та 4.5



Рисунок 3.4 – Кореляційна функція для зміни коефіцієнту вертикальної динаміки при швидкості 40 км/год

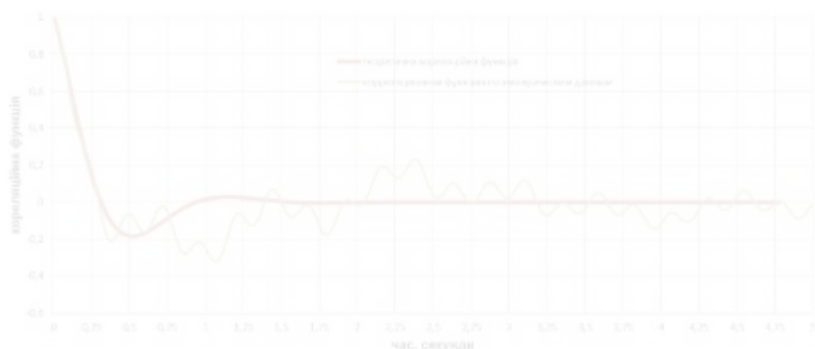


Рисунок 3.5 – Кореляційна функція для зміни коефіцієнту вертикальної динаміки при швидкості 160 км/год

Розрахунки імовірності безвідмовної роботи виконувались з урахуванням результатів, отриманих у попередньому розділі. Основним недоліком кореляційних функцій виду (3.19) є неможливість їх диференціювати. Тому друга похідна кореляційної функції обчислювалась чисельними методами.

При розрахунках згідно з "Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)" враховувався

34

час знаходження вагону з рекомендованими швидкостями. В результаті отримані залежності, які характеризують імовірність безвідмовної роботи колісних пар в залежності від швидкості та режиму руху(рис. 3.6).

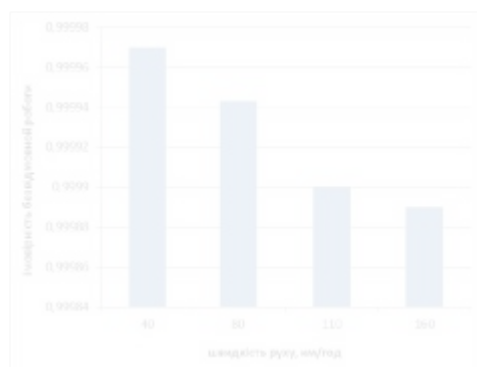


Рисунок 3.6 - Імовірність безвідмовної роботи колісних пар в залежності від швидкості та режиму руху

4 ВИСНОВОК

В ході проведення теоретичних досліджень особливостей експлуатації колісних пар ми визначили що стійкість колісної пари в рейковій колії залежить співвідношення вертикальних і горизонтальних складових сил, що виникають при русі вагона. При несприятливому поєднанні вертикальних і горизонтальних сил, а також при порушенні умови завантаження і відхиленні стана вагона можуть виникнути випадки вкочування гребеня колеса на головку рейки, що призводить до сходу вагона з рейок.

Крім того, потрібно оновляти стан колії для того щоб збільшити швидкість руху рухомого складу а також позбавити можливості зношенню колісних пари під час руху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. В. В. Бондаренко, Д. І. Скуріхін, В. В. Аракелян / Застосування шумодіагностичного методу для контролю технічного стану ходових частин вагонів під час руху // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків : УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 135. – С. 211-215.
2. І. Д. Борзилов / Технологія технічного обслуговування та ремонту вагонів // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. Трансп. – Харків: УкрДАЗТ2003. – 245 с.

36

3. І. Д. Борзилов / Удосконалення технології технічного обслуговування та ремонту вагонів засобами технічної діагностики (частина 1)/ //Навч. посібник. – Харків : ТОВ "Енергозберігаючі технології", 2003. – 91 с.
4. Ю. В. Дьомін / Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення) /– К. : Юнікон-Прес, 2001. – 342 с.
5. І. Е. Мартинов, В. В. Бондаренко, Д. І. Скуріхін / Математичне моделювання коливань колісної пари як основа методу акустичного контролю // ВосточноЕвропейский журнал передовых технологий. – 2014. – №1/7 (67) – С. 22–28.
6. ДСТУ 7774:2015. Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розрахування та проектування механічної частини вагонів – Чинний від 2016-04-01. – К. : Мінекономрозвитку України, 2017. – 189 с.
7. Класифікація несправностей вагонних колісних пар та їх елементів затв. наказом Укрзалізниці № 095-Ц від 15.03.2006 р. – К.: Укрзалізниця, 2006. – 79 с
8. Т 18.04. Інструкція з ультразвукового контролю осей колісних пар при виконанні проміжної ревізії затв. наказом Укрзалізниці від 25.08.2004 р. № 647-ЦЗ. – К. : Укрзалізниця, 2006. – 73 с.
9. Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм (конструкція, технічне обслуговування та ремонт): Підручник для навчальних закладів залізничного транспорту / С. В. Панченко, А. О. Каграманян, І. Д. Борзилов, І. Е. Мартинов, Є. Р. Можейко; В. Е. Стріленко, А. І. Феногенов. Під заг. ред. С. В. Панченка. – Харків: РРВ УкрДУЗТ, 2018. С. 63-70.
10. Чупраков Е. В., Мельниченко О. В. Оценка прочности оси колесной пары дифференциального исполнения. Вестник ИрГТУ. №10 (81). 2013.
11. J. D. Weber, Numerical Structural Analysis in Railway Axle Design Methods, ETH Zurich Centre of Structure Technologies, Document Reference: 11-056, 2011.

12. T. Guo, Y. Wang, Study on Repair Fatigue Damage of Axle Shaft Mechanical Parts, in: Second International Conference on Information and Computing Science (ICIC 2009), volume 4: Modelling and Simulation in Engineering.
13. K. Hirakawa, K. Toyama, M. Kubota, The analysis and prevention of failure in railway axles, Int. J. Fatigue 20 (2) (1998) 135-144.
14. M. Novosad, R. Fajkos, B. Reha, R. Reznicek, Fatigue tests of railway axles, Proc. Eng. 2 (2010) 2259-2268.

АНОТАЦІЯ

Безпека руху на залізничному транспорті забезпечується як надійною роботою технічних засобів, так і багаторівневою системою ремонту та технічного обслуговування, яка спрямована на підтримання технічних засобів у працездатному стані.

Повною мірою це стосується нетягового рухомого складу. Але, розглядаючи вагон як технічно складну систему, необхідно виділити в їх

38

конструкції елементи, які мають критичне значення для забезпечення надійності.

Колісні пари є одними із найбільш важливими елементами конструкції вагона, оскільки вони відповідають за рух і його безпеку.

Безпека руху залізничного рухомого складу залежить від надійності вагонів тобто колісних пар, яка характеризується спроможністю безвідмовної їх роботи в складних умовах експлуатації.

Мета дослідження – провести аналіз основних несправностей колісних пар вагонів та виконати дослідження надійності колісних пар.

Завдання:

- провести аналіз розвитку конструкції колісних пар вагонів протягом різних років;
- виконати аналіз несправностей колісних пар пасажирських вагонів;
- обґрунтувати можливість вирішення основних проблем експлуатації колісних пар;
- провести оцінку надійності колісних пар.

Методи дослідження – теорія математичного аналізу; конструктивно технологічний аналіз; порівняльний аналіз техніко-економічних показників; сучасні методи дослідження рухомого складу.

Загальна характеристика роботи:

Працюючи в сучасних режимах експлуатації залізниць і екстремальних умовах навколишнього середовища, колісні пари вагона повинні задовольняти всі умовам експлуатації вагонів. Колісна пара призначена для напрямку руху вагона по рейках і сприйняття навантажень, які передаються від вагона на рейки. Від справності колісних пар безпосередньо залежить безпека руху вагонів електропоїздів, тепловозів та іншого залізничного транспорту, тому дані елементи потребують ретельного технічного обстеження.

На колісну пару впливають зовнішні змінні статичні та динамічні навантаження, обумовлені натягом коліс на підматочинні частини осі і

39

роликових підшипників на шийку осі, внаслідок чого утворюються дефекти на колісній парі. Великий вплив на умови роботи колісної пари мають швидкість руху поїздів, збільшення яких призводить до динамічного перевантаження колісних пар.

Надійність колісних пар переважно залежить від конструкції, технології виготовлення та ремонту колісної пари, а також від якості виконання технічного обслуговування.

Конструкція колісних пар впливає на плавність ходу, величину сил, що виникають при взаємодії вагона та колії, а також опір руху поїзда.

Протягом експлуатації колісні пари вагонів постійно підлягають технічному контролю, звичайному і повному обстеженню, а також ремонту та переформуванню. Технічний контроль здійснюється для перевірки стану і своєчасного вилучення з експлуатації колісних пар, які загрожують безпеці руху поїздів, а також для перевірки якості колісних пар, які відремонтовані і підкочені під вагон.

В рамках наукової роботи були проведено дослідження надійності колісних пар пасажирських вагонів з метою визначення характеристик випадкових процесів, що характеризують процеси навантаження не обресорених мас пасажирських візків. Очевидно, що процес зміни у часі коефіцієнту вертикальної динаміки являє собою випадковий процес з ярко вираженою синусоїдальною складовою. В результаті отримані залежності, які характеризують імовірність безвідмовної роботи колісних пар в залежності від швидкості та режиму руху поїздів.

Совпадения

Источники из Интернета 97

1	https://ua-referat.com/%D0%A0%D0%B5%D0%BC%D0%BE%D0%BD%D1%82_%D0%BA%D0%BE%D0%BB%D1%96%	13 источников	19.8%
2	https://refs.co.ua/52041-Remont_kolesnyh_par.html	2 источника	17.8%
3	http://um.co.ua/8/8-10/8-105671.html	2 источника	17%
4	http://ni.biz.ua/16/16_4/16_45579_iznos-i-vertikalniy-podrez-grebney-koles.html	2 источника	11.2%
5	http://ur.co.ua/65/632-1-remont-kolesnyh-par.html	4 источника	7.44%
6	http://ni.biz.ua/16/16_4/16_45578_neispravnosti-koles.html		6.75%
7	http://4ua.co.ua/transport/tb2ad78a5c53a89521316d36_0.html		4.2%
8	http://ni.biz.ua/15/15_2/15_25665_mesto-inzhenernoy-kartografii-v-sisteme-kartograficheskikh-nauk.html		1.76%
9	https://ukrbukva.net/page,2,58350-Semeystvo-Lileinye.html	2 источника	1.68%
10	http://bukvar.su/nauka-i-tehnika/page,2,108532-Remont-kolesnyh-par.html		1.16%
11	https://vrz-ekspres.com.ua/ua/article/periodichnost-i-sroki-obsluzhivaniya-kolesnyh-par		0.59%
12	http://ndch.diit.edu.ua/upload/%D0%97%D0%B0%D1%89%D0%B8%D1%82%D1%8B/dis_Grischenko.pdf	7 источников	0.3%
13	http://shop.uas.org.ua/ua/vagoni-pasazhirs-ki-magistral-ni-lokomotivnoi-tjagi-zagal-notehnichni-normi-dlja-rozrahuvannja-ta-p...		0.22%
14	https://cyberleninka.org/article/n/814094	2 источника	0.22%
15	https://razumkov.org.ua/uploads/journal/ukr/NSD181-182_2020_ukr.pdf	43 источника	0.21%
16	https://uapatents.com/6-73963-rozsvvna-kolisna-para-rejnikovogo-rukhomogo-skladu.html		0.21%
17	https://scholar.google.no/citations?user=GhDRueYAAAAJ&hl=ru		0.21%
18	https://docplayer.net/71289573-Viznachennya-koeficienta-zapasu-za-vtomnoyu-micnistyu-nesuchih-konstrukcij-ku	8 источников	0.19%
19	https://er.nau.edu.ua/bitstream/NAU/41723/1/%D0%A4%D0%A2%D0%9C%D0%9B_2020_%D0%9F%D0%BE%D0%BB%D1%96...		0.17%
20	http://static.scbist.com/scb/uploaded/1_1386593623.pdf		0.16%
21	https://www.semanticscholar.org/paper/Study-on-Repair-Fatigue-Damage-of-Axle-Shaft-Parts-Guo-Wang/1e8ee39a923901b64a...		0.16%

22 <http://journals.uran.ua/eejet/article/download/20088/18723>

0.14%