

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІНСТИТУТ ПЕРЕПІДГОТОВКИ ТА ПІДВИЩЕННЯ
КВАЛІФІКАЦІЇ КАДРІВ**



А.П. Горбенко

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ
ЕФЕКТИВНОСТІ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО
СКЛАДУ**

Навчальний посібник

Горбенко А.П. Підвищення експлуатаційної ефективності вантажного рухомого складу: Навчальний посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 102 с.

У посібнику систематизовані та описані важливі проблеми підвищення експлуатаційної ефективності вантажних вагонів. Розглянуті техніко-економічні параметри вагонів, показники безпеки руху вагонів. Обґрунтовано причини сходу вагонів з рейок. Висвітлюються конструкційні особливості функціональних вузлів для вантажних вагонів нового покоління.

Посібник рекомендовано для слухачів ФПК – спеціалістів вагонного господарства.

Іл. 31, табл. 5, бібліогр.: 17 назв.

Посібник розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Вагони” 22 жовтня 2007 р., протокол №2.

Рецензент

доц. І.Е. Мартинов

ISBN 978-966-2033-08-3

© УкрДАЗТ, 2009

Зміст

Вступ.....	5
1. Визначення техніко-економічних параметрів вантажних вагонів.....	8
1.1. Основні параметри вагона та їх значення	8
1.2. Вантажопідйомність, тара	8
1.3. Питомий об'єм та питома площа	9
1.4. Лінійні розміри вагона	11
1.5. Навантаження від колісної пари на рейки, погонне навантаження на колію	13
1.6. Коефіцієнти тари	14
2. Загальна інформація про вписування вагона в заданий габарит.....	16
2.1. Класифікація габаритів рухомого складу	16
2.2. Будівельний обрис вагона	20
2.3. Проектний обрис вагона. Його розміри	23
3. Навантаження, що визначають міцність вагонів.....	24
3.1. Загальні положення оцінки міцності вагонів	24
3.2. Розрахункова схема конструкції вагона	25
3.3. Характеристика навантажень вагона. Розрахункові режими	27
3.4. Визначення навантажень, що діють на вагон	28
4. Умови спільного користування вагонами залізничної колії 1520 мм.....	37
5. Класифікація транспортних подій на залізничному транспорті.....	41
6. Показники безпеки руху вантажних вагонів.....	44
7. Причини сходу вагонів з рейок.....	49
8. Типаж та стан парку вантажних вагонів України.....	59
9. Удосконалення структури вагонного парку, його оновлення – нагальна проблема підвищення ефективності вантажних вагонів.....	63

10. Конструкційне удосконалення ходових частин вантажних вагонів. Комплексна їх модернізація.....	68
11. Розсувні колісні пари вагонів.....	78
12. Створення конструкцій вантажних вагонів нового покоління.....	86
Бібліографічний список.....	101

ВСТУП

Залізниці часто називають сталевими артеріями, підкреслюючи цим їх важливу роль в економіці країни. Залізничний транспорт України – найважливіший у транспортно-дорожньому комплексі, що забезпечує основний обсяг перевезень вантажів та пасажирів.

Мережа залізниць України – одна з найбільш розвинених у Європі. Її експлуатаційна довжина становить 22,1 тис. км. За обсягами перевезень українські залізниці займають четверте місце на Євразійському континенті, поступаючись Китаю, Росії, Індії.

Вантажонапруженість (річний обсяг перевезень на 1 км) у 3-5 разів перевищує відповідний показник розвинених європейських країн.

Провідна роль залізничного транспорту в єдиній транспортній системі України збережеться на досить далеку перспективу. Українські залізниці, як національний перевізник масових вантажів, мають незаперечні переваги щодо швидкості й регулярності сполучення, низької собівартості транспортних послуг, високого рівня безпеки та мінімально шкідливого впливу на довкілля.

В умовах стрімкого зростання цін на нафтопродукти широке використання електроенергії – вирішальний фактор для підвищення конкурентоспроможності залізничного транспорту та послаблення його залежності від зовнішньоекономічних чинників. Адже єдиним джерелом енергії, яким Україна забезпечена на 100 % за рахунок власного виробітку, є електрична енергія. 43 % загальної мережі залізниць електрифіковано. А електротягою виконується 82,7 % перевезень (за станом на січень 2007 р.). Собівартість перевезень електротягою в декілька разів нижча, ніж теплотягою.

Пріоритетне завдання України – реалізація свого транспортного потенціалу в якості сухопутного моста між Європою та Азією. Стратегічний напрямок – експорт транспортних послуг, а не сировинного багатства. Тому розвиток міжнародних транспортних коридорів в Україні віднесено до

найголовніших шляхів інтеграції українських залізниць у міжнародну транспортну систему.

На цей час залізниці працюють рентабельно і в основному забезпечують потреби суспільного виробництва у перевезеннях. Однак стан їх виробничо-технічної бази і технологічний рівень перевезень за багатьма параметрами не відповідають зростаючим вимогам суспільства та європейським стандартам якості надання транспортних послуг.

Економіко-політичні зміни останніх років дали поштовх до розроблення і реалізації науково обґрунтованого проекту, спрямованого на кардинальне вдосконалення структури та механізму управління залізничним транспортом, – Державної програми реформування залізничного транспорту України (Програми). Основною метою Програми є забезпечення зростаючих потреб економіки і населення України у перевезеннях та підвищення їх якості, подальший розвиток і підвищення ефективності діяльності галузі шляхом забезпечення безпеки.

Очікується, що реформування залізничного транспорту відкриє нові можливості з формування додаткових власних фінансових джерел. Підвищиться інвестиційна привабливість національних залізниць для приватного та іноземного капіталу. У результаті виникне можливість прискорити техніко-технологічну модернізацію залізничного транспорту на рівні європейських і світових стандартів.

Що стосується вагонного господарства Укрзалізниці, то програмою передбачається, що у складі Державної акціонерної компанії “Українські залізниці” функціонує департамент вагонного господарства (ЦВ). А на базі вагонних служб залізниць створюються філії ДАК УЗ. При цьому відбувається раніше започаткований процес розділу вагонного господарства на експлуатаційну та ремонтну сфери діяльності (рівень залізниці). У відповідності з цією концепцією вагонні депо мають нову спеціалізацію: експлуатаційні та вагоноремонтні.

Така реструктуризація вагонного господарства має за мету суттєво підвищити якість ремонту та технічного обслуговування вантажних вагонів в експлуатації. Отже, зросте і рівень ефективності вантажного вагона.

Експлуатаційна *ефективність вантажного вагона* як об'єкта транспортного машинобудування характеризується його спроможністю реалізувати встановлений ресурс при оптимальному використанні видів технічного обслуговування для відновлення надійності та споживчих якостей. Звичайно найвища ефективність досягається за умови безвідмовної роботи вагона в міжремонтний період. Від цього залежать значною мірою своєчасні виконання обсягу перевезень вантажів, безпека руху поїздів.

У даному посібнику вміщено як інформацію загального уявлення, так і поглиблені відомості про комплекс питань щодо підвищення ефективності вантажних вагонів. На думку автора, така логічно зв'язана систематизація складових цієї проблеми буде корисною для спеціалістів вагонного господарства.

1. Визначення техніко-економічних параметрів вантажних вагонів

1.1. Основні параметри вагона та їх значення

Успішне освоєння перевезень вантажів при мінімальних експлуатаційних затратах залежить від правильного вибору основних параметрів вагонів. Найбільш важливими параметрами, що характеризують ефективність вантажних вагонів, є вантажопідйомність, тара, осність, об'єм кузова, площа підлоги, лінійні розміри, а також похідні цих параметрів – питомий об'єм кузова чи питома площа підлоги, навантаження від колісної пари на рейки, погонне навантаження на колію, коефіцієнти тари.

Правильний вибір параметрів вагонів має важливе значення. Від цього залежить раціональне витрачання матеріальних цінностей, продуктивність праці на залізничному транспорті, досягнення найменших витрат суспільної праці на перевезення вантажів, забезпечення безпеки руху поїздів. Оптимальні величини параметрів вагона зумовлюють мінімальну собівартість перевезень, а отже, і високий рівень ефективності вагона.

1.2. Вантажопідйомність, тара

Вантажопідйомність — найбільша маса вантажу, що допускається до перевезень у вагоні.

Тара – власна маса порожнього вагона.

Одиницею вимірювання цих показників, що позначена на кузові вагона, є тонна (т).

Збільшення вантажопідйомності дозволяє підняти продуктивність вагона за одиницю часу, збільшити масу поїзда, покращити використання потужності локомотивів, зменшити витрати на маневрову роботу, утримування та технічне обслуговування вагонів. У підсумку це призводить до зниження собівартості перевезень. Відомо, що продуктивність вагона є одночасно побічним показником продуктивності праці на залізничному транспорті.

Велике значення має проблема зменшення тари вагона. Позитивне вирішення її дозволяє скоротити витрати матеріалів на

побудову вагонів, експлуатаційні витрати на перевезення власної маси вагонів. При однакових розмірах перевезень зниження тари забезпечує скорочення парку вагонів та локомотивів, потреби в розвитку провізної спроможності залізниць.

1.3. Питомий об'єм та питома площа

Питомий об'єм V_n , м³/т, визначається за формулою

$$V_n = \frac{V}{P}, \quad (1.1)$$

де V – повний (геометричний) об'єм кузова, м³;

P – вантажопідйомність вагона, т.

Для платформ замість питомого об'єму визначають *питому площу* f_n , м²/т, зі співвідношення

$$f_n = \frac{F}{P}, \quad (1.2)$$

де F – повна площа підлоги платформи, м²;

P – вантажопідйомність платформи, т.

При проектуванні вагонів формули (1.1) та (1.2) частіше використовують для того, щоб знайти повний об'єм кузова вантажного вагона та площу підлоги платформи.

Тоді

$$V = V_n \cdot P; \quad (1.3)$$

$$F = f_n \cdot P. \quad (1.4)$$

У цьому випадку для спеціалізованих вагонів (перевозиться вантаж одного виду – цемент, зерно, агломерат, окотиші, мінеральні добрива та ін.) питомі об'єм та площа визначаються за формулами

$$V_n = \frac{1}{\gamma}; \quad (1.5)$$

$$F_n = \frac{1}{\gamma \cdot H}, \quad (1.6)$$

де γ – щільність (насипна маса) вантажу, т/м³;

H – висота завантаження платформи, м.

Для універсальних вагонів (призначені для перевезень різних вантажів) вибір доцільних величин V_n та f_n суттєво ускладнюється. Розрахунки їх залежно від вантажів з найменшими значеннями γ призводять до невикористання всього об'єму кузова при перевезенні вантажів у цьому вагоні. Отже, будуть зайві витрати матеріалу на побудову вагона. Коли ж об'єм та площа вибираються за вантажами з найбільшими значеннями γ , то при перевезенні інших вантажів буде не використана повністю вантажопідйомність. У зв'язку з цим буде потрібно більше вагонів для даного об'єму перевезень. Тому для універсальних вагонів доцільно користуватись оптимальними величинами питомих об'ємів та площ (відповідно $V_{n.o}$ і $f_{n.o}$). Вони вибираються з графічних залежностей, побудованих за спеціальною методикою для кожного типу універсального вагона. З великої кількості значень оптимальною величиною питомого об'єму чи питомої площі буде та, що відповідає мінімальній собівартості перевезень. Звичайно, оптимальні величини ($V_{n.o}$ і $f_{n.o}$) не є постійними, оскільки залежать від багатьох факторів, що змінюються протягом часу. Перед усім це стосується номенклатури вантажів та їх питомої ваги у перспективному вантажообігу.

Робота універсального вантажного вагона визначається тим, які вантажі будуть перевозитися в ньому (кожному вантажу присвоюється певний номер), імовірними відстанями їх перевезень, питомою вагою вантажу в загальному обсязі перевезень. Названі величини встановлюються на основі вивчення статистики та прогнозованих оцінок перевізного процесу на залізничному транспорті. Дані про питомі об'єми та площі вагонів вантажного парку наведені у табл. 1.1.

1.4. Лінійні розміри вагона

Після знаходження геометричного об'єму кузова вагона чи площі підлоги платформи можна визначити *основні лінійні розміри – довжину, ширину, висоту*.

Таблиця 1.1
Величини оптимальних питомих об'ємів і площ ($V_{n.o}$ і $f_{n.o}$) та щільності вантажів (γ)

Тип вагона	$V_{n.o}$, м ³ /Т	$f_{n.o}$, м ² /Т	γ , т/м ³
Універсальний критий	1,8 - 1,95	--	--
Універсальний чотиривісний	1,07 - 1,11	--	--
Чотиривісний піввагон з глухим кузовом	1,05	--	--
Восьмивісний піввагон	1,12	--	--
Універсальна платформа	--	0,52-,69	--
Платформа для контейнерів	--	0,76	--
Чотиривісна цистерна для світлих нафтопродуктів	1,21	--	--
Чотиривісна цистерна для в'язких нафтопродуктів	1,15	--	--
Восьмивісна цистерна для сирої нафти	1,27	--	--
Цистерна для азотної кислоти	--	--	1,3 - 1,41
Цистерна для соляної кислоти	--	--	1,15
Цистерна для сірчаної кислоти	--	--	1,68
Цистерни для зріджених газів:			
пропан	--	--	0,42
хлор	--	--	1,25
аміак	--	--	0,57
Чотиривісні вагони хопери для перевезень:			
цементу	--	--	1,22
зерна	--	--	0,75
мінеральних добрив	--	--	0,88

Далі визначається **довжина вагона за осями зчеплення автозчепів**

$$2L_a = 2L_p + 2a_a, \quad (1.7)$$

де $2L_p$ – зовнішня довжина кузова, м;

a_a – виліт автозчепу (відстань від зовнішньої площини кінцевої балки до осі зчеплення).

Виліт автозчепу належить до важливих розмірів конструкції. Його величина повинна бути такою, щоб при проходженні кривих ділянок колії не виникло зіткнення торцевих елементів кузовів (чи довгомірних вантажів у них) сусідніх вагонів. Цей розмір повинен забезпечити можливість безпечної роботи складачів поїздів, оглядачів вагонів. З іншого боку, великий виліт зумовлює збільшення міжвагонних відстаней, що призводить до невикористання корисної довжини станційних колій.

Для чотиривісних піввагонів, платформ, цистерн, спеціалізованих вагонів $a_a = 610$ мм;

для універсальних критих вагонів $a_a = 430$ мм;

для восьмивісних вагонів $a_a = 565$ мм.

Такі величини a_a прийняті для вагонів названих типів, що серійно виготовляються.

Важливим лінійним розміром є **база** вагона – відстань між осями п'ятників кузова, якими він опирається на візок. Якщо вибрана довжина консолі n_k , то база вагона

$$2l = 2L_p - 2n_k. \quad (1.8)$$

Вибір довжини консолі також зумовлений деякими суттєвими обмеженнями. Довга консольна частина, що виходить за межі осі зовнішньої колісної пари, створює вільний зручний доступ до поглинального апарату автозчепу. У той же час погіршуються умови проходження вагоном кривих малого радіуса, горбів сортувальних гірок, а також умови автоматичного зчеплення рухомого складу.

Для чотиривісного вантажного вагона найменша довжина консолі дорівнює приблизно 1,85 м. Саме за такої довжини

забезпечується достатньо зручний доступ до поглинального апарату вагона.

Мінімальна довжина бази вагона $2l_{min}$, м, залежить від вибору типу візка й орієнтовно, для початкової оцінки якості чотиривісної конструкції, можна прийняти рівною

$$2l_{min} = 2l_B + 1,5, \quad (1.9)$$

де $2l_B$ – база візка, м (відстань між геометричними осями колісних пар двовісного візка, крайніх колісних пар тривісного, між центрами кінцевих п'ятників з'єднувальної балки чотиривісного візка. У даному випадку розглядається двовісний візок);

1,5 – розмір, що виключає можливість стикання гребенів коліс внутрішніх колісних пар суміжних візків та створює мінімальні умови для доступу до підвагонного обладнання, м.

База вагона пов'язана не тільки з лінійними розмірами, що впливають на економічну ефективність вагонів, а і з параметрами, які визначають безпеку руху: стійкість від витискування вагона у поїзді і перевертання його, а також показники ходових якостей конструкції.

Лінійні розміри проектного вагона уточнюються шляхом вписування вагона в заданий габарит та з урахуванням інших вимог. При цьому доцільно виконувати порівняльний аналіз параметрів та конструкційних форм вагонів-прототипів, що експлуатуються на залізницях Росії та інших країн СНД.

1.5. Навантаження від колісної пари на рейки, погонне навантаження на колію

Конструкція та технічний стан залізничної колії зумовлюють величину допустимого навантаження від колісної пари на рейки (*осьового навантаження*). Воно визначається за формулою

$$q_o = \frac{P_{\sigma p}}{n} \quad (1.10)$$

де $P_{\sigma p}$ – вага бруто вагона, кН, $P_{\sigma p} = (T + P)g$;
 n – число колісних пар (осність вагона);

T – тара вагона, т;

P – вантажопідйомність вагона, т;

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

Безумовно, від величини осьового навантаження залежить і міцність самої конструкції вагона.

Величина допустимого осьового навантаження для сучасних вантажних вагонів знаходиться в межах 215 – 225 кН. На перспективу прогнозується довести її до 245 кН.

Навантаження вагона, що припадає на 1 м колії, називається **погонним навантаженням** і визначається формулою, кН/м,

$$q_{пг} = \frac{P_{бр}}{2L_a}, \quad (1.11)$$

Допустима величина її значною мірою обмежується міцністю мостів. Її збільшення веде до підвищення провізної спроможності залізниць та зниження собівартості перевезень. Збільшення погонного навантаження вагона зумовлює зростання маси поїзда при незмінній довжині станційних колій. Отже, для виконання певного обсягу перевезень потребується менша кількість поїздів, локомотивних бригад, потреба енергетичних ресурсів. А в підсумку зменшуються експлуатаційні витрати.

1.6. Коефіцієнти тари

При порівняльній оцінці декількох вагонів з різними величинами вантажопідйомності і тари менша тара ще не є показником ефективності вагона.

Ефективність зниження тари вантажного вагона оцінюється **коефіцієнтами тари**: технічним, навантажувальним та експлуатаційним.

Технічний, або конструкційний, коефіцієнт тари являє собою співвідношення тари вагона до його вантажопідйомності

$$K_T = \frac{T}{P}. \quad (1.12)$$

Навантажувальний коефіцієнт тари

$$K_n = \frac{T}{P \cdot \lambda}, \quad (1.13)$$

де λ – коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона, $\lambda \leq 1$.

Експлуатаційний коефіцієнт тари додатково враховує пробіги вагона у вантажному та порожньому стані і визначається за формулою

$$KE = \frac{T \cdot (1 + \alpha)}{P_{\text{д.е}}} \quad (1.14)$$

де α – коефіцієнт порожнього пробігу вагона, відношення порожнього пробігу до його вантажного пробігу;

$P_{\text{д.е}}$ – середнє динамічне навантаження вагона в експлуатації, т.

$$P_{\text{д.е}} = \frac{\sum Pl}{\sum nl}, \quad (1.15)$$

де $\sum Pl$ – виконаний об'єм перевезень вагонами робочого парку, ткм нетто;

$\sum nl$ – загальний пробіг вагонів робочого парку, вагонкм.

Безумовно, при проектуванні вагона нового покоління важливе значення має, по можливості, якомога найменша величина технічного коефіцієнта тари. Вона зумовлює ефективність спроектованого вагона.

У цьому розумінні вітчизняним вагонобудівникам корисно використати передовий досвід США. Вантажопідйомність американського чотиривісного вантажного вагона в межах 90-100 т (вітчизняного – 68-71 т). А тара більше в середньому на 2-4 т. Зрозуміло, що коефіцієнт тари у вантажних вагонів США значно менший, ніж у вітчизняних. Досягається цей ефект завдяки використанню високоміцних сучасних сталей, композиційних матеріалів. Маса тари вагона при використанні таких матеріалів за умови рівномірності зменшується на 20 – 25 %.

2. Загальна інформація про вписування вагона в заданий габарит

2.1. Класифікація габаритів рухомого складу

Можливі лінійні розміри вагонів залежать від встановлених на залізницях габаритів. Сенс існування габаритних обмежень полягає в гарантуванні безпеки руху на залізничному транспорті. Стационарні споруди повинні розташовуватись на відповідній відстані від залізничної колії, а рухомий склад – мати обмежений поперечний обрис. Таким чином утворюються два контури. Перший контур, що обмежує найменші допустимі розміри наближення будівель до осі колії, – це габарит наближення споруд. Другий контур знаходиться всередині першого й обмежує найбільші допустимі розміри поперечного перерізу рухомого складу. Він є габаритом рухомого складу. Простір між контурами забезпечує можливі зміщення вагонів, які виникають при русі поїздів. Майже 150 років тому (у 1860 р.) в Росії вперше у світі були встановлені єдині обов'язкові для всіх залізниць габарити наближення споруд та рухомого складу.

Згідно з ГОСТом [4], *габаритом рухомого складу* називають поперечний (перпендикулярний до осі колії) контур, в якому, не виходячи назовні, повинен вміститися розташований на прямій горизонтальній колії (при найбільш несприятливому положенні і відсутності бокових нахилів на ресорах та динамічних коливань) як у порожньому, так і в навантаженому стані, не лише новий рухомий склад, але й рухомий склад, що має максимальні нормовані спрацювання. Установлені дві групи габаритів: перша – для рухомого складу, призначеного для обертання на залізницях колії 1520 мм (габарити з позначеннями Т; Тц; Тпр і 1-Т); друга – для рухомого складу, що допускається до експлуатації на залізницях з шириною колії як 1520, так і 1435 мм (габарити з позначеннями 1-ВМ; 0-ВМ; 02-ВМ і 03-ВМ).

Відповідно до призначення габаритів прийнята така їх класифікація:

Т – для вагонів приміських електропоїздів, а також окремих типів вантажних вагонів (вагонів-самоскидів), призначених для експлуатації лише на залізничних коліях промислових

підприємств, які відповідають вимогам габаритів наближення споруд С та Сп;

Тц – для великовантажних цистерн та вагонів-самоскидів, що допускаються до обертання на окремих коліях загальної мережі залізниць СНД з урахуванням переобладнання на них негабаритних споруд та старих мостів;

Тпр – для піввагонів, що допускаються до обертання на окремих коліях загальної мережі залізниць СНД з урахуванням переобладнання на них негабаритних споруд та старих мостів;

1-Т – для рухомого складу будь-якого типу, що допускається до обертання на всіх коліях загальної мережі залізниць СНД зовнішніх та внутрішніх коліях промислових та транспортних підприємств;

1-ВМ – для рухомого складу, що допускається до обертання як по всій мережі залізниць колії 1520 мм, так і по магістральних лініях залізниць (ОСЗ) колії 1435 мм, що використовуються для міжнародних сполучень;

0-ВМ – для рухомого складу, що допускається для обертання як по всій мережі залізниць колії 1520 мм, так і по основних лініях залізниць-членів ОСЗ колії 1435 мм з незначними обмеженнями лише на окремих ділянках;

02-ВМ – для рухомого складу, що допускається для обертання як по всій мережі залізниць колії 1520 мм, так і по всіх залізницях-членах ОСЗ колії 1435 мм;

03-ВМ – для рухомого складу, що допускається для обертання як по всій мережі залізниць колії 1520 мм, так і по залізницях колії 1435 мм європейських та азіатських країн. Цей габарит відомий ще під назвою міжнародний “РІЦ”. Кожний з названих габаритів у вигляді графічного зображення має верхній та нижній обриси з горизонтальними та вертикальними (відносно рівня головок рейок) розмірами.

Верхні обриси найбільш поширених для вантажних вагонів габаритів 1-ВМ та 0-ВМ показані на рис. 2.1 та 2.2.

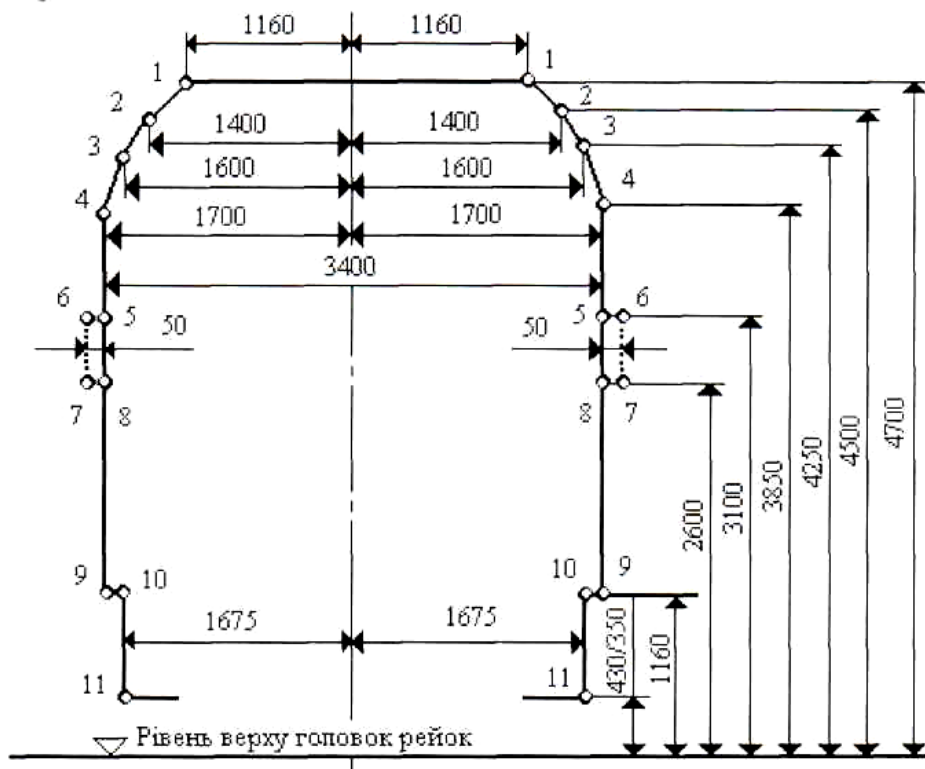


Рис. 2.1. Верхній обрис габариту 1-ВМ

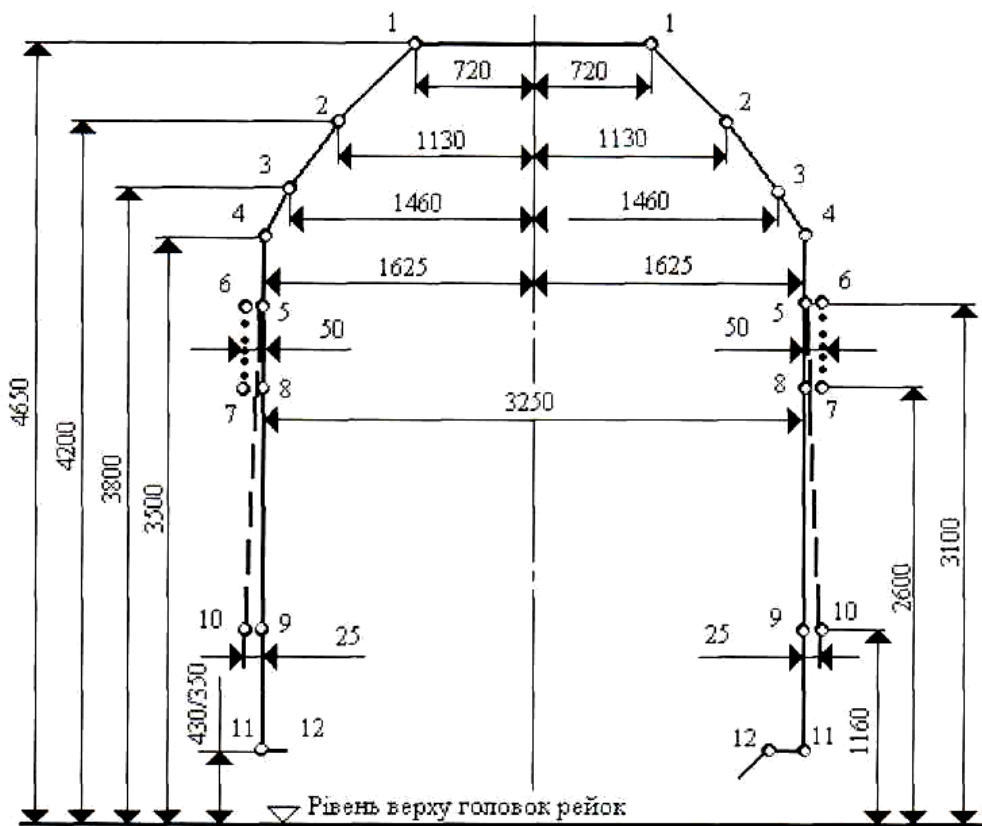


Рис. 2.2. Верхній обрис габариту 0-ВМ

Розміри у дробовому вигляді габаритів 1-ВМ та 0-ВМ означають: у чисельнику – розміри для нових вагонів, призначених для міжнародного сполучення, а також раніше побудовані вагони при переміщенні їх по залізницях Болгарії, Германії, Польщі, Румунії, Чехословаччини; у знаменнику – для раніше побудованих вагонів з допуском для експлуатації лише в межах залізниць колишнього Радянського Союзу та Монголії.

Зовсім іншу конфігурацію у порівнянні з верхніми мають нижні обриси габаритів. У них є три граничні лінії:

- — для обресорених частин кузова;
- — — для обресореної рами візка та закріплених на ній деталей;
- х—х— для необресорених частин вагона.

Нижній обрис, зображений на рис. 2.3, призначений для габаритів Т, Тпр, 1-Т, Тц. За ним будуються вагони, що експлуатуються на всіх залізницях країн СНД з шириною колії 1520 мм, включаючи сортувальні гірки з уповільнювачами при будь-якому положенні їх (гальмовому чи негальмовому).

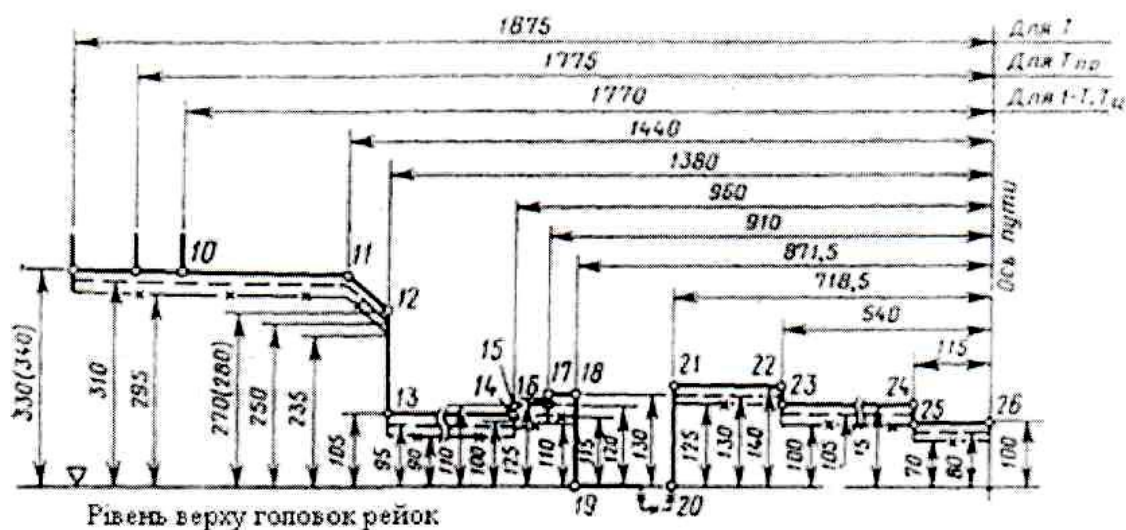


Рис. 2.3. Нижній обрис габаритів Т, Тпр, 1-Т, Тц

Більш прогресивним, звичайно, є габарит Т. Горизонтальні чи вертикальні розміри його обрисів дозволяють проектувати вагони з більшими об'ємами на одиницю довжини. Отже, збільшується погонне навантаження вагона. Оскільки маса поїзда пропорційна погонному навантаженню вагонів, то використання

габариту T збільшує масу поїзда при незмінній його довжині. У результаті підвищується провізна спроможність залізниць без витрат на подовження станційних колій приймання та відправлення поїздів. Проте для використання габариту T , як і $T_{пр}$, $T_{ц}$, необхідна великого обсягу реконструкція залізничних колій, що були раніше побудовані.

2.2. Будівельний обрис вагона

Перевірка габаритності проектного вагона називається вписуванням вагона в габарит. Насамперед треба визначити вертикальні та горизонтальні розміри *будівельного обрису вагона*. Останнім називають поперечний (перпендикулярний до осі колії) контур, одержаний зменшенням габариту рухомого складу на величини можливих зміщень вагона як у вертикальному, так і горизонтальному напрямках. Із цього контуру не повинна виходити назовні ні одна частина нового побудованого вагона у незавантаженому стані, коли він знаходиться на прямій горизонтальній колії і його повздовжня вертикальна площина симетрії поєднується з віссю колії. Для побудованого чи відремонтованого вагона, що випускається із заводу, його фактичні розміри не повинні перевищувати відповідні розміри будівельного обрису.

Найбільша висота будівельного обрису проектного вагона, яку він може мати у незавантаженому стані, визначається верхньою лінією габариту рухомого складу. Тобто вона дорівнює найбільшій відстані від рівня головки рейки до лінії верхнього обрису габариту H_2 (рис. 2.4).

Найменші вертикальні розміри будівельного обрису вагона – найменше допустиме підвищення нижніх частин вагона відносно рівня верху головок рейок, коли вагон знаходиться у завантаженому стані. Щоб їх одержати, слід збільшити відповідні вертикальні розміри габариту знизу (відстані від рівня головки рейки до лінії нижнього обрису габариту) на величини можливих в експлуатації знижень елементів вагона. Останні зумовлені спрацюванням у вертикальному напрямку частин вагона, статичним осіданням ресор його та рівномірним прогином ресорного підвішування від розрахункового навантаження.

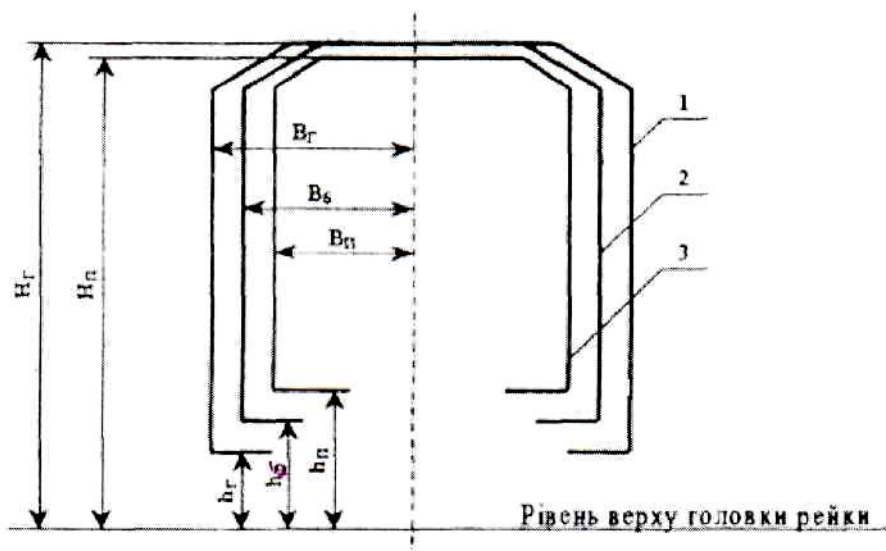


Рис. 2.4. Вертикальні габаритні рамки будівельного та проектного обрисів вагона: 1 – габарит рухомого складу; 2 – будівельний обрис вагона; 3 – проектний обрис вагона

Для визначення можливого в експлуатації зниження вагона внаслідок спрацювання його частин протягом строку служби враховують допустиме зменшення товщини обода колеса (знос поверхні кочення колеса та обточка при ремонтах), нормовані величини зносів опорних поверхонь (п'ятників, підп'ятників, ковзунів, корпусів букс, бокових шарнірних з'єднань коліскового підвішування). Зауважимо, що величина статичного осідання пружних елементів (буксового чи центрального підвішування) також нормована. Вона враховує явище втрати за часом висоти ресори або пружини внаслідок залишкового прогину.

Рівномірний статичний прогин ресорного підвішування φ , мм, визначається за формулою

$$\varphi = 0,5 \cdot P_p \cdot \lambda_B \quad (2.1)$$

де P_p – вертикальне розрахункове навантаження вагона, МН. Воно дорівнює вазі вантажу, що перевозиться;

λ_B – гнучкість ресорного підвішування візка (чотиривісного вагона) або групи візків під кінцем вагона (багатовісного вагона), мм/МН.

Таким чином, сума знижень вагона, зумовлених спрацюванням деталей вагона, статичним осіданням та

рівномірним прогином ресорного підвішування, є найбільшим вертикальним обмеженням для визначення допустимого рівня нижнього окреслення будівельного обрису h_6 (рис. 2.4).

Для знаходження горизонтальних розмірів будівельного обрису треба знати величини поперечних зміщень вагона відносно осі колії. Причиною зміщень є *зазори та зноси ходових частин* у горизонтальному напрямку, а також *геометричні виноси частин вагона* в кривих ділянках колії.

Можливі горизонтальні зміщення вагона в один бік із центрального положення відносно осі колії, що зумовлені допустимими зазорами та зносами ходових частин, однакові для будь-якого перерізу вагона за його довжиною. Кузов вагона зміщується, коли вибираються всі зазори між деталями вагона, паралельно осі колії. Величини граничних зазорів регламентуються правилами для відповідних ремонтів.

Геометричні виноси частин вагона у кривих ділянках колії (друга категорія горизонтальних зміщень вагона) залежить від місця розташування за довжиною вагона його поперечного перерізу. Визначальними перерізами прийнято вважати *напрямні, внутрішні та зовнішні*. Вони зображені на рис. 2.5.

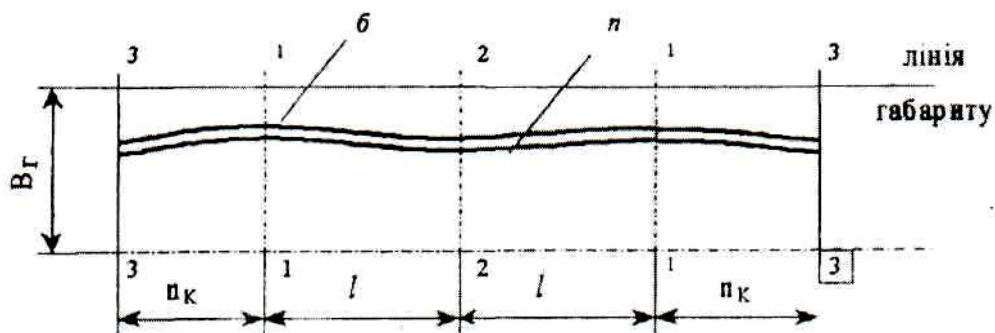


Рис. 2.5. Горизонтальні габаритні рамки будівельного та проектного обрисів вагона: б - будівельний обрис вагона; п - проектний обрис вагона

Напрямні перерізи (1-1) поєднуються з осями п'ятників чотири-, шести- та восьмивісних вагонів або з осями шкворенів головних балок у багатовісних транспортерів. Відстань $2l$ між напрямними перерізами – база вагона. Всі поперечні перерізи, розташовані між напрямними (у межах бази вагона), називаються

внутрішніми (наприклад, 2-2). Ті перерізи, що розташовані зовні від напрямних (за межами бази), є зовнішніми (наприклад, 3-3). Звичайно на прямих ділянках колії геометричні виноси не мають місця. Відповідні аналітичні залежності для визначення горизонтальних зміщень наведені у ГОСТ [4].

2.3. Проектний обрис вагона. Його розміри

Проектний обрис – поперечний (перпендикулярний до осі колії) контур, що має розміри, змінені порівняно з будівельним обрисом на величини допусків. Простір між будівельним і проектним обрисами вагона встановлено для компенсації плюсових конструкційних і технологічних допусків на виготовлення та складання вагона.

Вертикальні розміри проектного обрису (рис. 2.4) знизу h_n (відстані від рівня головки рейки до нижньої лінії обрису) визначають шляхом збільшення, а зверху H_n (відстані від рівня головки рейки до верхньої лінії обрису) – шляхом зменшення вертикальних розмірів будівельного обрису (відповідно h_b і H_r) на величину плюсових допусків деталей вагона у вертикальному напрямку. Наприклад, рівень осі автотягача, вертикальні розміри рами та кузова вагона.

Ширину проектного обрису B_n одержуємо шляхом зменшення горизонтального розміру будівельного обрису B_b на величину плюсових допусків елементів вагона в горизонтальному напрямку.

На кожний тип вагона допуски встановлені заводом-виготовлювачем залежно від технології та обладнання заводу.

При проектуванні вагона його номінальні розміри повинні прийматися в межах проектного обрису.

Як видно на рис. 2.5, у кожному перерізі за довжиною вагона ширина проектного обрису різна. Тому конфігурація його криволінійна. Отже, контур бокової стіни вагона повинен бути також криволінійним у плані. Зрозуміло, що для технологічності конструкції вагона (зручності його побудови та експлуатації) кузов має плоскі стіни прямокутної конфігурації. Тому найбільш допустиму ширину кузова будованого вагона встановлюють згідно з найменшою шириною проектного обрису.

Таким чином, коли прийняті максимальні за висотою та шириною конструкційні розміри вагона, що дорівнюють чи менші за висоту та мінімальну ширину *проектного обрису*, то вагон *впишеться в заданий габарит*.

З точки зору *ефективності* вантажного вагона, треба при його проектуванні призначати той тип габариту, що має більші лінійні розміри (висоту та ширину). А для цього необхідно врахувати полігон майбутньої експлуатації вагона. Тобто залежно від мережі залізниць, де буде використовуватися певний парк вагонів для перевезень, вагонам одного типу можуть бути призначені різні типи габаритів.

3. Навантаження, що визначають міцність вагонів

3.1. Загальні положення оцінки міцності вагонів

Основою проектування вагона повинні бути регламентовані сучасні та перспективні умови експлуатації, а також вимоги забезпечення безпеки руху. *Рівень безпеки* – імовірність того, що при здійсненні перевезень вантажів та пасажирів у заданих режимах не виникне аварійна ситуація. Це особлива ситуація, яка може бути в процесі перевезень внаслідок появи технічних несправностей (відмов) залізничної транспортної системи. Вона характеризується локальним порушенням працездатності системи (вагона), яке недопустиме за критерієм безпеки руху поїздів.

Вагон у цілому та його окремі частини зазначають дії різноманітних експлуатаційних навантажень. Деякі з них мають цілком визначені характер дії та величину, постійні за часом. Інші навантаження (динамічні) змінні за часом, не можуть бути визначені достатньо точно, інколи мають імовірну природу. Розрахунок на найбільш несприятливі, хоча і ті, що дуже рідко виникають в експлуатації, комбінації динамічних сил без урахування їх короткочасності, призвів би до зайвих запасів міцності й не виправданого збільшення маси вагона. У той же час ці динамічні сили не повинні зруйнувати вагон або змінити його довговічність.

При необхідній міцності вагона слід забезпечити максимально можливе зменшення власної ваги його конструкції, економічне використання матеріалів на виготовлення та ремонт, корозійну стійкість елементів конструкції, найбільш зручності при використанні, обслуговуванні та ремонті.

Щоб гарантувати безпеку пасажирів, пасажирський вагон, окрім розрахунку на нормативні експлуатаційні навантаження, додатково розраховують на умовні сили більшої величини для аварійного режиму.

Нормами [5] передбачено також збільшення поперечних перерізів найбільш відповідальних елементів, від яких залежить безпека пасажирів в аварійній ситуації.

У загальному випадку вагони розраховуються на експлуатацію з конструкційними швидкостями (найбільша швидкість руху для проектних умов, що забезпечують працездатність вагона). Встановлені такі величини конструкційних швидкостей у поїздах: вантажних – 33 м/с (120 км/год); рефрижераторних – 40 м/с (140 км/год); пасажирських – 45 м/с (160 км/год); високошвидкісних пасажирських – 55 м/с (200 км/год).

Розрахунок конструкцій вагона на міцність включає в себе такі стадії:

- вибір розрахункової схеми;
- визначення розрахункових сил, що діють на досліджуваний елемент вагона;
- знаходження внутрішніх силових факторів у перерізах елемента;
- установа характеру та величин напружень, що виникають у визначальних перерізах;
- оцінювання міцності досліджуваного елемента шляхом порівняння еквівалентних напружень з допустимими.

3.2. Розрахункова схема конструкції вагона

Пристаючи до розрахунку вагонної конструкції, насамперед слід установити, що є у даному випадку суттєвим і що несуттєвим. Необхідно провести схематизацію її і відкинути всі ті фактори, які не можуть скільки-небудь помітно вплинути на реальну картину роботи. Таке спрощення задачі у всіх випадках

цілковито необхідне, тому що аналіз з повним урахуванням усіх особливостей конструкції є принципово неможливим внаслідок їх очевидної невичерпності.

Дещо ідеалізоване, формалізоване, схематичне відображення реальної конструкції вагона з урахуванням усіх визначальних особливостей її роботи під дією навантажень називається *розрахунковою схемою конструкції*. По суті, це фізична модель конструкції.

Вибір розрахункової схеми – це своєрідна задача «на оптимум». Треба шляхом мінімального відступу від дійсної конструкції максимально наблизити розрахункову схему до розробленого ефективного методу, що дозволяє одержати достовірні результати розрахунку. Чим більше розрахункова схема імітує реальний об'єкт відносно системи його головних параметрів, тим більше вона адекватна, але й більш складна. Отже, задача вибору оптимальної розрахункової схеми не проста.

Окрім інтуїції, конструктор повинен мати необхідну інформацію про поведінку вузла вагона в різних умовах експлуатації, характер навантажень, властивості матеріалу. Він повинен знати умови силової взаємодії елементів вагона, характер зв'язків між ними, володіти у широкому діапазоні різними методами аналізу, обґрунтувати прийняті припущення.

Приймаються спрощення в системі зовнішніх зусиль, що діють на конструкцію. Частіше це стосується зосереджених сил у розрахунковій схемі. Вони заміняють деякі розподілені навантаження. Звичайно, така зміна можлива лише тоді, коли розміри поверхні, за якою передаються зусилля, малі у порівнянні з габаритними розмірами конструкції. Зрозуміло, що в реальних вузлах вагона передача зусиль у точці не можлива. Зосереджена сила являє собою поняття, притаманне тільки розрахунковій схемі. Наприклад, вертикальні навантаження від п'ятника кузова на підп'ятник надресорної балки або від циліндричних пружин ресорного підвішування на боковину вантажного візка в розрахункових схемах прийняті у вигляді зосереджених сил. Як правило, в реальній конструкції ці навантаження передаються по певних площах контакту деталей.

У розрахункових схемах схематизовані також властивості матеріалу. Припускають, що матеріал металевих деталей вагона

(балки рам, стояки кузовів, плоскі листи) ізотропний. Тобто їх пружні і пластичні властивості не залежать від їх кутової орієнтації. Щодо металевих листів гофрованих, то їх вважають ортотропними (конструктивно анізотропними). У цьому випадку пружні характеристики матеріалу будуть відрізнятися лише у двох взаємно перпендикулярних напрямках – уздовж і впоперек гофрів.

3.3. Характеристика навантажень вагона. Розрахункові режими

Протягом всього строку експлуатації вагон знаходиться під дією власної ваги (вага тари), величина якої залишається постійною. У період між завантаженням та розвантаженням на вагон діє вага вантажу, яка називається **корисним навантаженням**. Навантаження, що постійно діють на вагон (не залежать від часу), називають **статичними**.

Коли вагон рухається, його окремі частини зазнають навантаження від змінних за часом **динамічних сил**. Вони зумовлені прискореннями вагона при русенні з місця, гальмуванні, коливаннях, маневрових роботах, взаємодією вагона з верхньою будовою колії. Динамічні сили, що мають імовірний характер, є випадковими функціями часу та швидкості руху.

Окрім того, на конструкцію вагона діють сили при механізованому завантаженні та розвантаженні його, розпору насипних вантажів, сили вітру, внутрішнього тиску в резервуарах.

Перелічені навантаження наводяться до наступних схем за напрямком їх дії:

- вертикальні;
- бокові (поперечні);
- поздовжні.

Як правило, вважається, що сили діють незалежно одна від одної. Це відомий у теорії опору матеріалів принцип суперпозиції. Якщо матеріал конструкції вагона працює в межах пружних деформацій, то загальне напруження розглядається як сума напружень окремо від кожної сили.

При розрахунках вагонів на міцність ураховується найбільш несприятливе сполучення зусиль згідно з **розрахунковими режимами**.

У вагонобудуванні прийняті два основні («І» та «ІІІ») і один додатковий спеціальний («ІІ») розрахункові режими.

В експлуатації режиму «І» відповідають для вантажних вагонів такі умови: осаджування та рушення з місця поїзда, співударяння вагонів при маневрових роботах, розпускання з гірки, екстрене гальмування при малих швидкостях руху; для пасажирських вагонів – аварійне співударяння при маневрах чи зіткнення вагонів у нештатних ситуаціях, аварійний поштовх вагона при русі у складі вантажного поїзда. За цим режимом розглядається відносно рідкісне поєднання екстремальних навантажень. Основна вимога при розрахунках на міцність – не допустити появи остаточної деформації (пошкодження) у вузлі вагона. Допустимі напруження вибираються близькими до границі текучості матеріалу з урахуванням характеру дії навантаження (квазістатичне, ударне) та властивостей матеріалу.

Розрахунковий режим «ІІІ» відображає звичні експлуатаційні умови руху вантажних та пасажирських вагонів у складі поїзда на прямих та кривих ділянках колії, по стрілочних переводах з допустимою швидкістю при періодичних службових гальмуваннях. У цьому випадку розглядається відносно часте сполучення помірних за величинами навантажень, характерних для нормальної роботи вагона у складі поїзда, що рухається. Головна вимога при розрахунках – не допустити зруйнування вузла вагона від утомленості матеріалу. Допустимі напруження устанавлюються близькими до границі витривалості матеріалу з урахуванням спільної дії квазістатичних, вібраційних та ударних навантажень, впливу корозії.

Додатковий спеціальний режим «ІІ» устанавлюється для окремих типів вагонів як сукупність навантажень, притаманних для цих вагонів. Наприклад, при вантажно-розвантажувальних роботах, ремонті та ін.

3.4. Визначення навантажень, що діють на вагон

Головне вертикальне навантаження складається з ваги тари, корисного та вертикального динамічного навантажень.

Вертикальна сила, що зумовлена вагою тари та корисним навантаженням, називається *вертикальною статичною* і визначається за формулою, кН,

$$P_B^{(CT)} = \frac{P_{BP} - P_q}{m}, \quad (3.1)$$

де P_{BP} – вага бруто вагона, кН, $P_{BP} = (T + P)g$;

P_q – вага частин вагона, що передають навантаження на рейки від тих частин, що розраховуються, кН;

m – число однойменних паралельно навантажених частин, що розраховуються;

T – тара вагона, т;

P – вантажопідйомність вантажного вагона або маса пасажирів з багажем пасажирського вагона, т;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Вертикальне динамічне навантаження знаходиться за формулою

$$P_B^{(D)} = P_B^{(CT)} K_{Д.В.}, \quad (3.2)$$

де $K_{Д.В.}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки.

Імовірність коефіцієнта вертикальної динаміки, як випадкової функції, має вигляд [5]

$$K_{Д.В.} = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{H_p^2}{H_p^2}\right). \quad (3.3)$$

Звідси коефіцієнт вертикальної динаміки, як квантиль цієї функції, дорівнює

$$K_{Д.В.} = \frac{\overline{K_{Д.В.}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{Д.В.})}}, \quad (3.4)$$

де $\overline{K_{Д.В.}}$ – математичне очікування $K_{Д.В.}$;

P – параметр розподілення, уточнюється за експериментальними даними;

β – безрозмірний коефіцієнт; при сучасних умовах експлуатації для вантажних вагонів завантажених $\beta = 1,13$, порожніх $\beta = 1,5$, а для пасажирських вагонів $\beta = 1$.

У розрахунках на міцність можна прийняти $P(K_{Д.В}) = 0,97$.
За умови, що швидкість руху вагона $V \geq 15$ м/с, маємо

$$\overline{K}_{Д.В.} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} e^{\frac{V-15}{f_{СТ}}}, \quad (3.5)$$

де a – безрозмірний коефіцієнт, що дорівнює 0,05 – для елементів кузова; 0,1 – для обресорених частин візка; 0,15 – для необресорених деталей візка;

$$e - \text{коефіцієнт осності, } e = \frac{n'+2}{2n'}; \quad (3.6)$$

V – швидкість руху (при проектуванні конструкційна), м/с;
 $f_{СТ}$ – статичний прогин ресорного підвішування вагона;
 n' – число осей візка або групи візків під одним кінцем вагона (для багатовісних вагонів, наприклад транспортерів).

Бокові навантаження в загальному випадку перпендикулярні до поздовжньої площини симетрії вагона. До них належать відцентрові сили, сили тиску вітру, сили динамічної взаємодії вагона та колії в горизонтальній площині поперек колії, бокові поперечні сили взаємодії між вагонами в кривих ділянках колії.

Відцентрова сила виникає в кривих ділянках колії, направлена по горизонталі перпендикулярно до поздовжньої осі вагона, а прикладена в центрі мас вагона. Вона визначається за формулою:

$$C = \frac{P_{БР} \cdot V^2}{g \cdot R}, \quad (3.6)$$

де R – радіус кривої ділянки колії, м.

Для зменшення дії відцентрової сили (вона погіршує стійкість вагона проти сходу його з рейок) зовнішню рейку на кривій ділянці підвищують відносно внутрішньої (рис. 3.1). З урахуванням підвищення зовнішньої рейки на величину h_P і, отже, нахилу кузова рівнодіюча бокових сил (горизонтальних проєкцій сил C та $P_{БР}$) дорівнює

$$H_{Ц} = C \cos \alpha_{ц} - P_{БР} \sin \alpha_{ц}, \quad (3.7)$$

де α_u – кут, показаний на рис. 3.1.

Оскільки величина кута α_u мала, то можна вважати, що

$$\cos \alpha_u \approx 1; \quad \sin \alpha_u \approx \operatorname{tg} \alpha_u = \frac{h_p}{2S}.$$

Тоді

$$H_{ц} = P_{бр} \left(\frac{V^2}{g \cdot R} - \frac{h_p}{2S} \right), \quad (3.8)$$

де h_p – величина підвищення зовнішньої рейки над внутрішньою;
 $2S$ – відстань між кругами катання колісної пари.

Позначивши $\eta = \frac{V^2}{g \cdot R} - \frac{h_p}{2S}$, маємо $H_{ц} = P_{бр} \eta$.

Нормама [5] зазначено: для вантажних вагонів $\eta = 0,075$.

Центр мас завантаженого кузова приймається на відстані від рівня геометричної осі колісної пари 2 м – для вантажного вагона.

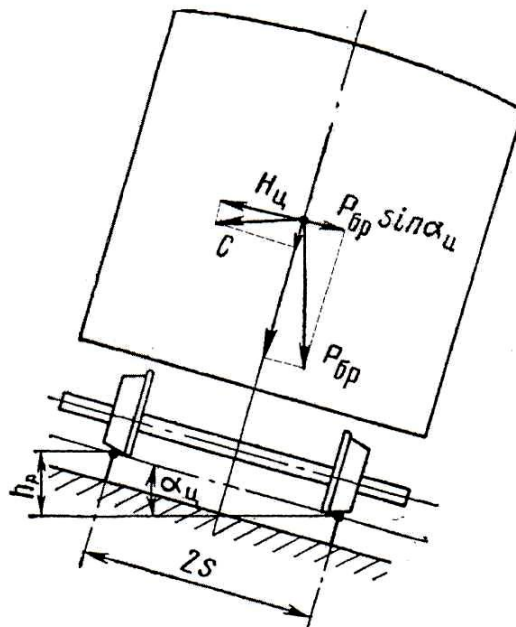


Рис. 3.1. Схема дії сил на кузов вагона в кривій ділянці колії

Рівнодіюча сила тиску вітру прикладається в центрі мас площі бокової поверхні кузова з вантажем паралельно поперечній осі вагона.

Вона вважається квазістатичною і знаходиться за формулою

$$H_6 = \tau_B \cdot F_B, \quad (3.9)$$

де τ_B – питомий тиск вітру на бокову стіну, $\tau_B = 0,5$ кН/м². Допускається зменшення тиску вітру для вагонів з доброю боковою аеродинамічною обтічністю, наприклад, для котлів цистерн на 10 %.

F_B – площа бокової проекції кузова з вантажем, м².

Зауважимо, що сила вітру береться до уваги лише при розрахунках на стійкість вагона проти перевертання.

Бокові сили динамічної взаємодії вагона та колії визначають методами математичного моделювання системи «вагон-колія». Наближено **бокову (рамну) силу H_P** , що передається від колісної пари на раму візка, можна розглядати як випадкову величину з функцією розподілення:

$$P(H_P) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{H_P^2}{H_p^2}\right). \quad (3.10)$$

Значення рамної сили визначається як квантиль цієї функції при розрахунковій односторонній імовірності $P(H_P) = 0,97$ за формулою

$$H_P = \overline{H_p} \cdot \sqrt{-\frac{\pi}{4} \ln \frac{1}{1 - P(H_P)}}, \quad (3.11)$$

де $\overline{H_p}$ – математичне очікування рамної сили (середнє імовірне значення її).

Величина H_P знаходиться за формулою

$$H_P = q_0 \cdot v \cdot \delta(5 + V), \quad (3.12)$$

де q_0, v – визначаються за формулами (1.10) і (3.6) відповідно;

δ – коефіцієнт, що залежить від типу ходових частин. Для вантажних візків з великою горизонтальною жорсткістю підвішування $\delta = 0,003$; для візків пасажирських та ізотермічних вагонів з колісковим підвішуванням відповідно $\delta = 0,0015$ та $\delta = 0,002$;

V – швидкість руху, м/с.

Поперечні сили взаємодії між вагонами в кривих мають місце при русі поїзда з малою швидкістю та маневрових роботах. Вони визначаються за такими формулами:

- для випадку дії розтягувальних поздовжніх сил (рис. 3.2)

$$P_N = H = N \frac{L_a}{R}; \quad (3.13)$$

- для випадку дії стискувальних поздовжніх сил (рис. 3.3)

$$P_N = H \frac{l}{L} = N \left[\frac{\delta \cdot L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_a}{R} \right] \frac{l}{L}, \quad (3.14)$$

де N – квазістатична сила, що прикладена вздовж осі корпусу автозчепу. Величина її наведена в табл. 3.1 для I режиму;

H – горизонтальні поперечні сили, діючі на п'ятники вагонів;

R – радіус кривої, приймається рівним 250 м;

$2l$, $2L$, $2L_a$ – відповідно база вагона, відстань між упорними плитами автозчепів та довжина вагона за осями зчеплення автозчепів;

a – розрахункова довжина корпусу автозчепу (для автозчепу СА-3 при стискуванні $a = 1,0$ м);

δ – можливе бокове переміщення шкворневого перерізу кузова за рахунок зазорів колісної пари в рейковій колії, зазорів у буксових прорізах і в з'єднаннях п'ятників з підп'ятниками, пружних деформацій ресорного підвішування. Його величина приймається: 0,04 м – для вантажних вагонів; 0,045 м – для ізотермічних; 0,06 – для пасажирських на візках з колісковим ресорним підвішуванням.

Сила P_N , прикладається до рами кузова в площині передніх упорних кутників автозчепу у випадку дії розтягувальних

поздовжніх сил та в площині задніх упорних кутників при дії стискувальних сил.

Поздовжні навантаження являють собою сили розтягування та стискування (квазістатичні та динамічні), що виникають при взаємодії вагонів та вагона і локомотива при різних режимах руху поїзда та маневрових роботах, а також виникаючі при цьому сили **інерції**, що сприймаються у вузлах вагонів.

Сили розтягування та стискування прикладаються відповідно до передніх та задніх упорів автотзчепного пристрою. Величини їх приймаються як нормативні для розрахункових режимів і наведені в табл. 3.1.

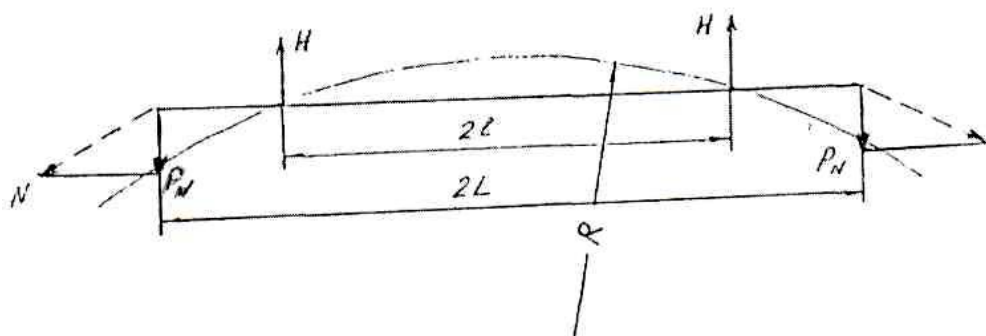


Рис. 3.2. Поперечні сили взаємодії між вагонами в режимі дії розтягувальних сил

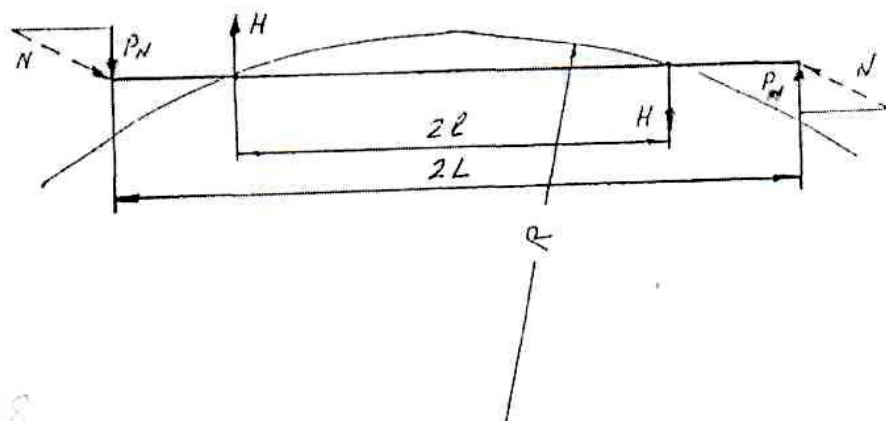


Рис. 3.3. Поперечні сили взаємодії між вагонами при дії стискувальних сил

Величини поздовжніх сил

Вагони	Величина поздовжньої сили, МН			
	Розрахунковий режим			
	І		ІІІ	
	Квазістатична сила	Удар, ривок	Квазістатична сила	Удар, ривок
Вантажні основних типів	- 2,5	- 3,5	- 1,0	- 1,0
	+2,0	+2,5	+ 1,0	+1,0
Ізотермічні, думпкари	- 2,5	- 3,0	- 1,0	- 1,0
	+2,0	+2,5	+1,0	+ 1,0
Пасажирські всіх типів	- 2,5	- 2,5	- 0,8	- 1,0
	+1,5	+2,0	+0,8	+1,0

Знаком " + " позначаються зусилля розтягування, ривка, а знаком " - " – зусилля стискування, удару. Час дії імпульсних зусиль (удар, ривок) приймається 0,3 с.

Встановлені такі схеми дії поздовжніх сил:

- квазістатичні розтягування чи стискування прикладені до упорів автозчепу обох кінців вагона;

- сили удару чи ривка прикладені до упорів автозчепу одного кінця вагона й урівноважуються силами інерції мас вагона.

Поздовжні сили інерції окремих мас вагона у загальному випадку визначаються за формулою

$$N_I = N \frac{m}{M_{BP}}, \quad (3.15)$$

де N – зовнішня поздовжня сила удару чи ривка, що прикладена до автозчепу або гальмова сила вагона;

m – маса вузла, деталі, вантажу, для якої знаходиться сила інерції;

M_{BP} – загальна маса (маса брутто) вагона.

Можна використати й іншу формулу для визначення сили інерції:

$$N_I = m \cdot a_x, \quad (3.16)$$

де a_x – нормована величина поздовжнього прискорення вузла, деталі [6].

Поздовжні сили інерції прикладаються в центрі мас вузла вагона чи вантажу. Передача сили інерції вантажу на конструкції вагона зумовлена властивостями вантажу та умовами закріплення його і може здійснюватися за рахунок сил тертя (через пристрої кріплення чи фіксації – пов'язувальні кільця, скоби, прокладки, упори, фітінги і т. п.).

Рівнодіюча сила інерції рідини в котлі цистерни прикладається на рівні поздовжньої осі котла.

Поздовжня сила інерції кузова зумовлює появу **вертикальної динамічної сили (додатку)**, що діє на передній за ходом руху візок вагона. Ця вертикальна сила визначається за формулою

$$P_B^{(I)} = N_I^{(K)} \cdot \frac{h_K}{2l}, \quad (3.17)$$

де $N_I^{(K)}$ – поздовжня сила інерції кузова брутто, знаходиться за формулами (3.15) або (3.16);

h_K – відстань від центра мас завантаженого кузова до осі автозчепу;

$2l$ – база вагона.

Докладна інформація про навантаження, що діють на окремі частини вагона, міститься у роботі [6].

4. Умови спільного користування вагонами залізничної колії 1520 мм

На мережі залізниць з колією 1520 мм вантажні вагони експлуатуються за спеціальними правилами, прийнятими *Радою залізничного транспорту* відповідно до Угоди про спільне використання вагонів у міжнародному сполученні [10].

Рада залізничного транспорту утворена в 1992 р. і складається з керівників адміністрації та органів керування залізничним транспортом країн СНД. Як асоційовані члени у роботі Ради беруть участь керівники залізничних адміністрацій Балтії.

Метою діяльності Ради є координація роботи залізничного транспорту на міжнародному рівні, узгодження умов і принципів роботи для забезпечення його функціонування і розвитку транспортно-економічних зв'язків між країнами СНД, а також третіми державами, прийняття нормативних документів.

Рішенням Ради створено такі робочі органи:

- тарифна конференція для проведення погодженої тарифної політики, розроблення рекомендації щодо рівня ставок за перевезення;

- постійно діюча комісія повноважних фахівців вагонного господарства залізничних адміністрацій. Вона розробляє єдині технічні рішення, нормативи, здійснює практичні заходи, спрямовані на забезпечення працездатності вантажних вагонних парків;

- інформаційно-технічний центр з обліку вагонів та контейнерів, їхнього технічного стану;

- комісія фахівців з інформатизації залізничного транспорту, яка розглядає питання координації, розроблення та впровадження автоматизованих систем керування, інформаційного забезпечення виробничих процесів;

- комісія з взаємодії залізничних адміністрацій у галузі охорони здоров'я;

- рада з претензій для розгляду спірних справ про відшкодування збитків від несхоронності вантажів.

Робота, що проводиться в рамках Ради, дає змогу:

- зберігати технологічну цілісність залізничної мережі України, країн СНД і Балтії;

- мати загальний інформаційний і тарифний простір;

- створити нормативну базу, що регулює умови перевезень вантажів у міжнародному залізничному сполученні;
- залучити додаткові обсяги перевезень, зокрема транзитом через територію України.

За правилами Ради, користування вантажними вагонами здійснюється на основі узгодженої технології організації перевізного процесу, що передбачає вільне курсування справних вагонів залізницями держав-учасниць Ради.

Окремі залізничні адміністрації мають право укладати між собою спеціальні угоди щодо взаємного користування вагонами.

Кожна залізнична адміністрація може направити вантаж у вагоні, що належать їй, на будь-яку станцію іншої країни. Дозволяється завантаження вагона, який не є власністю залізничної адміністрації, у напрямках, що забезпечують максимальне наближення його до адміністрації-власниці.

Для вагонів у завантаженому стані, котрі направляються до іншої залізничної адміністрації, не допускається зміна узгодженого порядку направлення вагонопотоків, що міститься в книзі плану формування поїздів міждержавного сполучення, тобто маршруту прямування.

Допускається переадресування (змінення початкового пункту призначення завантаженого вагона, який належить іншій країні) на прохання вантажовідправників чи вантажоодержувачів. Якщо необхідність переадресування виникає у межах однієї залізничної адміністрації, то вона здійснюється за наказом керівництва цієї адміністрації.

Після вивантаження вагон має повернутися у розпорядження адміністрації-власниці, по можливості, у завантаженому стані. Порожній вагон повертається у поїздах за чинним планом формування вагонопотоків за маршрутом прямування до країни-власниці. Ці вагони може використовувати під завантаження та адміністрація, залізницями якої порожній вагон рухається транзитом. Зміна маршруту порожнього вагона дозволяється за узгодженням з адміністрацією-власницею, тією, котра використовує даний вагон, та транзитною залізницею.

У тих випадках, коли країна не має власних вагонів для перевезення пред'явлених вантажів, вона інформує про це Дирекцію Ради і пропонує направити порожні вагони. Дирекція

врегулює питання поставки вагонів з відповідними адміністраціями. Порожні вагони посилаються для завантаження без оплати тарифу й оформлення перевізних документів.

Для перевезень у міждержавному сполученні, за умови відповідності встановленим вимогам, допускаються вагони підприємств-власників, які зареєстровані в автоматизованому банку даних приватних вагонів (АБД ПВ).

До експлуатації як усередині країни, так і за її межами допускаються вагони всіх типів, які належать залізничним адміністраціям держав-учасниць Ради, а також приватні вагони підприємств-власників їх та фізичних осіб. Вимога одна – вагони повинні мати право виходу на колії загального користування і відповідати технічним умовам, відповідних міжнародному сполученню. Допускається до передавання через міждержавний стиковий пункт завантажені та порожні вагони з незначними пошкодженнями, які не впливають на безпеку руху і схоронність вантажів. Виявлені на передавальних станціях пошкодження вагонів усуваються силами залізничної адміністрації, котра здає ці вагони.

Вантажні поїзди повинні підводитись до міждержавного передавального стику відповідно до затверджених графіків руху, плану формування, порядку направлення вагонопотоків і за узгодженим добовим планом поїзної роботи. Передавання вагонів організується спільно бригадами залізниць, які здають і приймають на одній станції або нарізно на двох суміжних стикових станціях. Залізниця, котра здає, повинна надати вагони, які повністю відповідають технічним, технологічним та комерційним вимогам і мають всі необхідні документи. Порожні вагони мають бути повністю очищеними від залишків вантажу і реквізитів кріплення, за винятком штатних кріпильних пристроїв.

Передавання вагонів здійснюється за передавальною поїзною відомістю (ППВ) встановленої форми. Моментом надання вагонів до передавання вважається час вручення ППВ агентам сторони, що приймає. Агенти-приймальники повинні звірити вагони за відомістю та оглянути їх. Термін огляду встановлюється технологічним процесом роботи міждержавної станції.

Залізнична адміністрація може відмовити у прийманні вагонів у таких випадках:

- вагони з негабаритним вантажем або вантажем, для якого необхідні особливі умови перевезень;

- порожні вагони направляються іншій країні у порядку регулювання без встановленого документального оформлення;
- відсутній дозвіл на курсування приватних вагонів;
- вагони завантажені без згоди на їх прийняття залізницею призначення;
- вагони надані понад узгоджені обсяги добового плану.

Сторона, що приймає, повинна повідомити протилежну сторону про неприйняті вагони у термін, встановлений прикордонною залізничною угодою. У разі виникнення суперечливих питань пріоритетну позицію має приймаюча сторона. Розбіжності, що виникають, вирішуються працівниками вагонного господарства з виїздом за необхідності на суміжну передавальну станцію.

Спеціалізовані вагони повинні бути завантажені тими вантажами, для яких вони призначені. Цистерни завантажуються небезпечними вантажами відповідно до вимог угод, укладених між залізничними адміністраціями. При виявленні течі котла під час наливання ці місця позначаються білою фарбою із зазначенням дати огляду, а вантаж зливається. Такі цистерни ремонтуються залізницею-користувачем за рахунок залізниці-власниці.

Технічне обслуговування вагонів (огляд, поточний відчіпний і безвідчепний ремонт) виконується засобами і за рахунок залізниці, на якій знаходяться ці вагони. При цьому застосовуються матеріали та запасні частини, передбачені конструкцією вагона. Зміни конструкції вагона не допускаються.

Вагони, які підлягають вилученню із інвентарного парку через складне пошкодження, а також вагони, не повернуті протягом шести місяців з інших причин, вважаються загубленими. Відповідальність за втрату вагона несе та залізнична адміністрація, яка не може підтвердити передавання його іншій країні. За втрачений чи вилучений вагон залізниці-власниці надається компенсація в натуральному чи грошовому еквіваленті.

Таким чином, вантажні вагони колії 1520 мм використовуються всіма залізничними адміністраціями країн СНД та Балтії за принципом безперевантажувального сполучення.

Узагальнюючи, можна констатувати, що недотримання Укрзалізницею установлених правил і технічних вимог до вагонів, що передаються іншим залізничним адміністраціям, призводить до збільшення обороту вантажного вагона. Це означає, що рівень ефективності його знижується.

5. Класифікація транспортних подій на залізничному транспорті

Згідно з положенням [15] транспортні події у поїзній і маневровій роботі, що загрожують безпеці руху, залежно від наслідків поділяються на катастрофи, аварії, серйозні інциденти, інциденти та порушення.

Катастрофа на залізничному транспорті та метрополітенах – транспортна подія з тяжкими наслідками, що призвела до зіткнення пасажирських або вантажних поїздів з іншими поїздами або залізничним рухомим складом, сходу рухомого складу в пасажирських або вантажних поїздах на перегонах і станціях, унаслідок яких:

- одна людина (або більше) загинула, шість або більше травмовано;
- і (або) пошкоджено рухомий склад до ступеня вилучення його з інвентарного парку.

Аварія на залізничному транспорті — транспортна подія, що призвела до зіткнення пасажирських або вантажних поїздів з іншими поїздами або залізничним рухомим складом, сходу рухомого складу у поїздах на перегонах і станціях, унаслідок яких:

- від однієї людини до п'яти травмовано;
- і (або) пошкоджено рухомий склад до ступеня капітального ремонту.

Серйозний інцидент — транспортна подія, що виникла під час руху рухомого складу залізничного транспорту, яка могла призвести до аварії. До серйозних інцидентів належать:

- зіткнення пасажирських або вантажних поїздів з іншими поїздами чи рухомим складом, сходу рухомого складу у поїздах на перегонах і станціях, які не належать до аварій за своїми наслідками;
- приймання поїзда на зайняту колію;
- відправлення поїзда на зайнятий перегін, приймання і відправлення поїзда за неготовим маршрутом;
- проїзд заборонного сигналу, граничного стовпчика або сигнального знака «Межа станції»;
- переведення стрілки під поїздом;
- вихід рухомого складу на маршрут приймання (відправлення) поїзда, на перегін;

- відправлення поїзда з перекритими кінцевими кранами;
- поява на польовому або локомотивному світлофорі дозволяючого показання сигналу замість заборонного або поява більш дозволяючого показання сигналу;
- розвалювання вантажу під час руху з порушенням габариту навантаження;
- саморозчеплення, розрив автозчепу або гвинтової стяжки у пасажирському поїзді між вагонами.

Інцидент — транспортна подія, що виникла під час руху рухомого складу залізничного транспорту, але не закінчилася серйозним інцидентом. До інцидентів належать:

- зіткнення чи сходи рухомого складу під час виконання маневрової роботи;
- переведення стрілки під маневровим складом;
- саморозчеплення, розрив автозчепу у вантажному поїзді та між локомотивом і першим вагоном пасажирського поїзда;
- розріз стрілки (рухомого сердечника хрестовини).
- поява несправності локомотива, моторвагонного рухомого складу або спеціального рухомого складу, вагонів, несправності колії, пристроїв СЦБ і зв'язку, контактної мережі, електропостачання, які призвели до затримки поїзда на перегоні чи станції на 1 год і більше понад графіковий час (за винятком заміни гостродефектних рейок);
- падіння деталей рухомого складу вантажних поїздів на колію;
- заміна колісної пари на шляху прямування пасажирського поїзда, що призвела до затримки пасажирського поїзда понад 2 год;
- злам бокової стінки кузова вантажного вагона, колісної пари або її елементів, боковини візка рухомого складу, надресорної чи хребтової балок пасажирських і вантажних вагонів або тріщини балок візків пасажирських вагонів;
- несправність колії або стрілочних переводів на головних коліях та маршрутах слідування пасажирських поїздів, що виявлені вагоном-колієвимірником, при яких рух поїздів забороняється.
- злам рейки і елементів стрілочних переводів;
- приймання і відправлення поїзда за неправильно підготовленим маршрутом;
- зіткнення пасажирських, вантажних поїздів або іншого рухомого складу з автотранспортними засобами або іншими

самохідними машинами на залізничних переїздах з причин порушення вимог правил технічної експлуатації.

Порушення — транспортна подія, що виникла під час руху рухомого складу залізничного транспорту, але не закінчилася інцидентом. До порушень належать:

- неогородження сигналами небезпечного місця для руху поїздів при виконанні робіт;

- перехід на інші засоби сигналізації і зв'язку для організації руху поїздів на 8 год і більше через несправність технічних засобів;

- наявність у колії гостродефектних рейок (у тому числі в накладках);

- несправність букси або інші технічні несправності вагонів, локомотивів, секцій локомотивів, секцій дизель-поїздів та електросекцій чи неправильні дії причетних працівників, що призвели до відчеплення рухомого складу від поїзда на шляху його прямування;

- наїзд на сторонні предмети, деталі верхньої будови колії, рухомого складу, візки, лейтери, гальмові башмаки тощо;

- порушення технічних умов навантаження і кріплення вантажу, які не викликали вихід вантажу за встановлений габарит навантаження, але призвели до відчеплення вагона від поїзда на будь-якій станції, крім кінцевої.

- відмови в роботі електричної централізації, ключової залежності стрілок і сигналів на станціях, автоблокування на перегонах, енергопостачання на станціях і перегонах, несправності контактної мережі, зв'язку, що не усунені протягом 8 год і більше, а пристроїв на залізничних переїздах протягом 4 год і більше;

- виникнення на шляху прямування несправностей локомотива, що спричинили зупинку пасажирського чи вантажного поїзда на перегоні чи станції з вимогою допоміжного локомотива.

- несправність колії або стрілочних переводів на головних коліях, що виявлені вагоном-колієвимірником, при яких швидкість руху поїздів обмежена до 15 км/год.

- несправність колісних пар, що призвела до необхідності їх заміни;

- неправильні дії причетних працівників, що призвели до затримки поїзда.

6. Показники безпеки руху вантажних вагонів

Наявна система критеріїв безпеки функціонування вантажних вагонів склалася з урахуванням досвіду численних натурних випробувань у різноманітних умовах експлуатації. Ходові якості є найважливішими характеристиками, які визначають функціональні властивості вагонів. Показники ходових якостей вагонів головним чином залежать від їхніх динамічних характеристик. Водночас слід зазначити, що у кожному конкретному випадку, коли йдеться про дотримання умов безпеки руху, необхідно брати до уваги конструктивні особливості та стан утримання колії.

До основних показників ходових якостей для вантажних вагонів колії 1520 мм належать такі величини [10]:

- коефіцієнт вертикальної динаміки $k_{ДВ}$ і рамна сила H_P ;
- вертикальні j_B та горизонтальні j_G прискорення кузова вагона й рам візків;
- коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок k_{CC} (за умов вкочування гребеня колеса на голівку рейки);
- коефіцієнт запасу поперечної стійкості вагона від перекидання в кривій під дією бокових сил k_{CD} .

Для населених приміщень ізотермічних вагонів і вагонів, призначених для перевезень вантажів, чутливих до вібрацій, важливими є також показники плавності ходу W_B і W_G .

Експериментально значення динамічних показників визначаються за результатами ходових динамічних випробувань дослідних вагонів. Для цього під час випробувань реєструються динамічні навантаження на колісні пари, сили, які діють у ресорному підвішуванні, прискорення кузовів у діапазоні частот коливань до 20 Гц. Значення динамічних показників можна оцінити шляхом розв'язання відповідних задач динаміки вагонів. Але розрахункові значення динамічних показників можна розцінювати як прогностні дані, котрі частіше використовуються при проектних розробках.

Допустимі значення коефіцієнтів динаміки, рамних сил (у частках статичного навантаження від колісної пари на рейки P_o) і прискорень наведені у табл. 6.1. Значення динамічних показників, отримуваних з аналізу експериментальних даних, не

можуть перевищувати нормативні значення з імовірністю не менше 0,999, а розрахункові значення – з імовірністю не менше 0,97.

Значення коефіцієнта вертикальної динаміки $k_{ДВ}$ визначаються як відношення динамічних додатків вертикальних зусиль до статичного навантаження. Величина $k_{ДВ}$ характеризує як якість вітрозахисту надресорної будови вагона, так і взаємодію необресорених частин з верхньою будовою колії.

Коефіцієнтом запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок $k_{СС}$ визначаються власне умови безпеки руху вагона. Для передбачення умов, за яких виникає загроза сходу колісних пар з рейок, здійснюється перевірка їхньої стійкості у рейковій колії за значеннями величини $k_{СС}$. Обчислення значень $k_{СС}$ виконується для несприятливих сполучень горизонтальних і вертикальних сил, які діють на колісні пари під час руху, за формулою [5]

$$k_{СС} = \frac{tg\beta - \mu}{1 - \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_B}{P_r} \geq [k_{СС}], \quad (6.1)$$

де β – кут нахилу твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса до горизонталі;

μ – коефіцієнт тертя ковзання взаємодіючих поверхонь коліс і рейок (у розрахунках приймається $\mu = 0,25$);

P_B – вертикальна складова сил, що діють від колеса на рейку;

P_r – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з P_B .

Допустимі значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок $[k_{СС}]$ приймаються рівними:

- для ізотермічних вагонів $[k_{СС}] = 1,4$;
- для інших вантажних вагонів $[k_{СС}] = 1,3$.

Оцінка стійкості вагонів від перекидання провадиться при їхньому русі криволінійними ділянками колії. При цьому аналізуються два розрахункові випадки перекидання вагонів назовні або всередину кривої. У першому випадку розглядається рух вагона у складі поїзда з максимально припустимою швидкістю для кривої з заданими радіусом і підвищенням зовнішньої рейки. При цьому враховуються відцентрові та вітрові навантаження, спрямовані назовні кривої, а також поперечні

складові поздовжніх квазістатичних стискальних сил. У другому випадку розглядають рух вагона в режимі тяги поїзда з малою швидкістю. При цьому враховуються вітрові навантаження, спрямовані всередину кривої, а також поперечні складові квазістатичних розтягальних сил у поїзді.

Коефіцієнт запасу поперечної стійкості вагона від перекидання $k_{СП}$ визначається за формулою [5]

$$k_{СП} = \frac{P_{ст}}{P_{дин}} \geq [k_{СП}] \quad (6.2)$$

де $P_{ст}$ – вертикальна статична сила тиску колеса на рейку з урахуванням розвантаження при дії вертикальних складових поздовжніх сил, які діють на вагон через автозчеп;

$P_{дин}$ - динамічна вертикальна сила тиску колеса на рейку, що викликається дією поперечних сил з урахуванням переміщень центрів мас кузова та візків.

Таблиця 6.1

Оцінки ходових якостей вантажних вагонів за динамічними показниками

Оцінка ходу вагона	Коефіцієнт динаміки $[k_{дв}]$		Рамна сила в частках P_o $[H_p/P_o]$		Прискорення в частках g			
					$[j_B]$		$[j_G]$	
	порожній	завантажений	порожній	завантажений	порожній	завантажений	порожній	завантажений
Кузов вагона								
Відмінно	0,50	0,40	-	-	0,50	0,40	0,20	0,15
Добре	0,60	0,50	-	-	0,60	0,50	0,25	0,20
Задовільно	0,70	0,60	-	-	0,70	0,60	0,30	0,25
Рама візка								
Відмінно	0,60	0,50	0,25	0,20	0,65	0,55	0,20	0,25
Добре	0,7	0,70	0,30	0,15	0,80	0,75	0,35	0,30
Задовільно	0,85	0,80	0,38	0,30	0,90	0,85	0,50	

Допустимі значення коефіцієнта запасу поперечної стійкості вагонів від перекидання $[k_{СП}]$ при перевірці можливості перекидання назовні кривої приймаються рівними:

- для вантажних вагонів $[k_{СП}] = 1,3$;
- для ізотермічних вагонів $[k_{СП}] = 1,5$.

При перевірці можливості перекидання вагонів всередину кривої значення $[k_{СП}]$ становлять:

- для вантажних вагонів $[k_{СП}] = 1,2$;
- для ізотермічних вагонів $[k_{СП}] = 1,3$.

Показники плавності ходу вагонів W_B і W_G розраховуються на основі аналізу розподілу величин прискорень кузовів і частотних спектрів коливальних процесів. Середні значення показників плавності ходу для ізотермічних вагонів та вагонів спеціального призначення не повинні перевищувати 3,75.

Головним критерієм стійкості залізничних екіпажів у рейковій колії 1435 мм є відношення бокової сили Y , що діє на колесо, до вертикальної сили Q , тобто Y/Q [10]. Намагання колеса піднятися над голівкою рейки оцінюється за даним показником з урахуванням тривалості імпульсу бокової сили. Значення відношення Y/Q залежать від кількох факторів, серед яких кут набігання; кут нахилу дотичної до поверхні гребеня колеса в точці контакту його з рейкою; коефіцієнт тертя ковзання; невіднесена маса колісної пари; вертикальне навантаження на вісь; жорсткість колії.

Для встановлення критичного значення відношення Y/Q , за допомогою якого визначається жорстке обмеження на відрив колеса від голівки рейки, використовується формула Надаля (M.J. Nadal) [10]:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{\operatorname{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta}. \quad (6.3)$$

Очевидно, що формулу (6.3) покладено в основу виразу (6.1) тому літерні позначення в обох виразах однакові.

Відповідно до досліджень на Японських державних залізницях [10] визначено, що критичне значення Y/Q змінюється у широких межах від найбільших при негативних кутах набігання до 0,8, коли кут набігання наближається до 1^0 . За результатами

випробувань, прийнято за критичне відношення $Y/Q = 0,8$ при тривалості імпульсу бокової сили, що дорівнює $0,05$ с і більше. Критичне значення Y/Q може збільшуватися в разі короткочасної дії бокової сили Y (до $0,05$ с), що відповідає умовам автоколиваний виляння колісних пар.

Крім зазначеного обмеження на відношення Y/Q за умов стійкості коліс від вкочування на голівки рейок, на залізницях європейських країн для оцінювання умов безпеки руху локомотивів і вагонів використовуються критерії бокової дії рухомого складу на колію. Так, величини горизонтальних поперечних сил H , які діють у первинному ступені ресорного підвішування, обмежуються таким чином [10]:

$$H_{max} \leq 0.85 \cdot \left(10 + \frac{P_o}{3}\right), \quad (6.4)$$

де P_o – осьове навантаження, кН.

Додатково обмежується величина бокової сили з тим, щоб звести до мінімуму ризик зсуву рейко-шпальної решітки. Граничне значення осьової сили Y визначається залежно від осьового навантаження P_o за виразом, запропонованим Прюдомом (A. Prud'homme):

$$Y_{max} < \left(10 + \frac{P_o}{3}\right) \quad (6.5)$$

З погляду на умови втоми колії колісне вертикальне навантаження Q не повинно перевищувати 170 кН. Квazістатичні бокова та вертикальна сили (Y_{qst}, Q_{qst}), які діють на колію в кривих, обмежуються такими значеннями: $Y_{qst} < 60$ кН; $Q_{qst} < 145$ кН.

Ходові якості вантажних вагонів оцінюються також прискореннями кузовів. Як вертикальні, так і горизонтальні прискорення мають єдине обмеження – $1,3$ м/с².

7. Причини сходу вагонів з рейок

Понад 50 років вітчизняні вантажні вагони обладнуються візками моделі 18-100 (тип ЦНП-ХЗ). Цей триелементний візок (рис. 7.1) витримав випробування часом і широко застосовується завдяки перевагам, які в умовах масового виробництва вагонів вирішальним чином впливають на вибір технічних рішень. Переваги такі: простота конструкції і, отже, відносно низька вартість виробництва; висока ремонтпридатність; задовільний рівень уніфікації та стандартизації деталей.

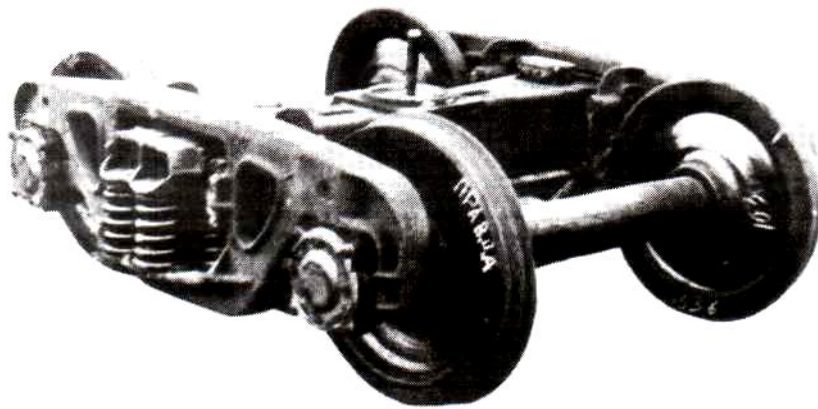


Рис. 7.1. Візок вантажного вагона моделі 18-100

Водночас прагнення максимально спростити конструкцію візків призвело до недоліків принципового характеру, котрі виявились у подальшій експлуатації.

Звичайно, кожна транспортна подія пов'язана зі збігом ряду несприятливих обставин, серед яких, тим не менше, завжди присутня головна причина.

Низький запас стійкості вантажних вагонів від сходу з рейок найчастіше обумовлюється їхніми незадовільними динамічними властивостями. Останні головним чином пояснюються конструкційними особливостями й технічним станом візків моделі 18-100.

До істотних недоліків візка належить значна розбіжність параметрів ресорної підвіски щодо величини непружного опору у вузлах сухого тертя.

Ресорний комплект (рис. 7.2) візка моделі 18-100 складається найчастіше з семи дворядних циліндричних пружин. Крайні пружини середнього ряду підтримують клини гасників коливань, що взаємодіють з фрикційними планками боковин та нахиленими поверхнями надресорної балки.

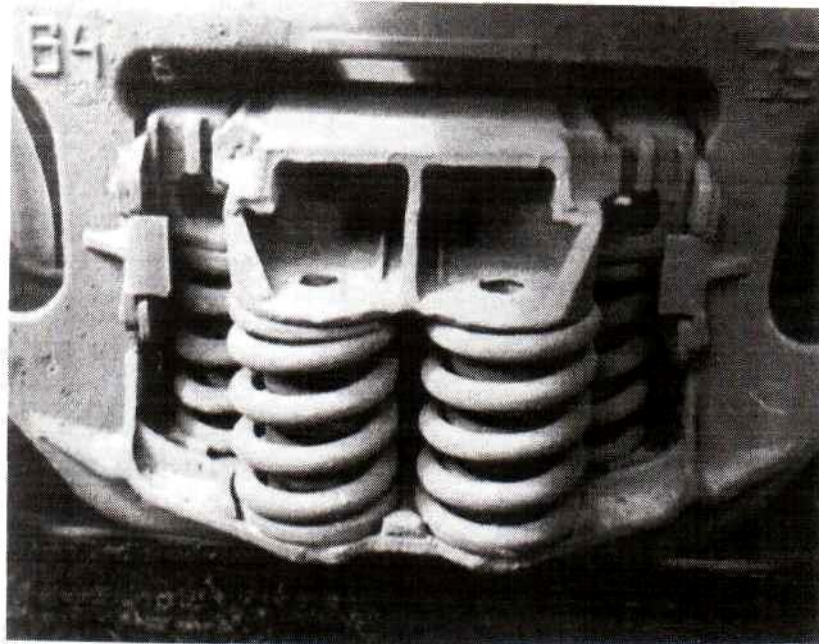


Рис. 7.2. Ресорне підвішування

Пари тертя клинового гасника – відкритого типу. Тому на процеси в зоні фрикційного контакту мають значний вплив зовнішні умови – вологість, температура, запиленість. Внаслідок цих обставин спостерігається значна розбіжність значень коефіцієнта тертя ковзання.

Тому, з одного боку, при невеликих швидкостях руху в окремих випадках ресорне підвішування виявляється блокованим через надлишкове тертя у клиновому гаснику коливань. Тоді клиновий демпфер працює не як гасник коливань, а як поглинач ударів при збільшенні діючої сили, не виконуючи належним чином віброзахисні функції.

З іншого боку, при зносах пар тертя (фрикційна планка, вертикальні та нахилені грані клина, поверхня надресорної балки) клинова система послаблюється. І у порожньому стані ресорна підвіска може частково або повністю втрачати свої демпфівальні властивості через ослаблення чи повне виключення з роботи клинових гасників коливань. При цьому змінюється у бік зменшення жорсткість ресорної підвіски візка. Наприклад, якщо номінальна жорсткість ресорної підвіски (одного комплекту) візка складає 8490 кН/м, то при розвантажених підклинових пружинах зменшується до 6060 кН/м [10]. Внаслідок цього знижуються власні частоти *вертикальних* коливань вагонів – галопування та підскакування. А отже, зменшуються швидкості руху, при яких виникає небажане негативне явище – *резонанс*.

Періодичні збудження, які викликають резонансні режими вагонів, пов'язані як з періодичними нерівностями колії, так і з наявними дефектами коліс типу нерівний прокат, повзун, вибої, навари тощо. В умовах експлуатації такі дефекти часто трапляються на поверхнях кочення коліс. Тому в спектрі збурень, які діють на вагон, завжди присутні складові з частотою обертання колісних пар. Ці складові, навіть при допустимих дефектах колії достатні для розвитку резонансних явищ, коли швидкість руху вагона досягає критичної величини у разі збігу частот обертання колісної пари f_k з однією з власних частот f_i , тобто $f_k = f_i$.

Для порожнього вагона найбільш небезпечним є діапазон швидкостей руху поїзда, коли виникають резонансні режими. Це призводить до повного розвантаження коліс через недостатнє або відсутнє демпфірування. Тоді під дією горизонтальних рамних сил виникає реальна загроза *сходу колісних пар з рейок*. При деякому збігу горизонтальних навантажень, що діють на колісну пару, один із гребенів колеса візка починає підніматися по боковій грані рейки угору, і колесо може перекотитись через голівку рейки.

Таким чином, однією з причин *сходу* з рейок вантажного вагона (особливо у порожньому стані) є виникнення *резонансних* режимів через послаблення клинової системи ресорної підвіски візка.

Іншим принципіальним недоліком конструкції візка моделі 18-100 є та обставина, що його конструкційна схема та параметри не відповідають вимогам *стійкості* руху вагона, критична швидкість мала. *Критичною швидкістю вагона* називається та, при якій його рух стає нестійким через збурення незагасальних коливань у *горизонтальній* площині.

На прямій ділянці колії внаслідок конічності колеса отримують поперечні зміщення і поряд з рухом вздовж колії здійснюють складний рух навколо вертикальної осі. Такий складний рух називається звивистим або виляння в плані. Оскільки зв'язок надресорної балки з боковою рамою має недостатню пружність, при порівняно невеликій швидкості руху (для порожнього вагона у межах 70 км/год) *самозбуджуються* горизонтальні коливання виляння ходових частин, що мають природу автоколивань. Втрачається стійкість руху.

Це явище, на відміну від резонансу, не зникає з підвищенням швидкості руху. Навпаки інтенсивність автоколивань виляння рухомого складу, як правило, збільшується зі зростанням швидкості й навіть підвищується за рахунок впливу нерівностей колії. При втраті стійкості руху на прямій ділянці колії гребені коліс постійно ударяються об вертикальні бокові грані рейок. Суттєво збільшуються поперечні рамні сили. Врешті-решт колесо може вкотитись на голівку рейки, і відбудеться схід колісної пари з рейки. Тобто, коли досягається критична швидкість, настає пряма загроза безпеці руху.

Отже, поряд з резонансними режимами в умовах недостатнього або відсутнього демпфірування серйозну загрозу безпеці руху становлять самозбудні горизонтальні коливання виляння ходових частин. У сукупності ці два фактори є найбільш вірогідною причиною сходу вантажного вагона з рейок. Імовірність сходу збільшується для деяких вагонів, наприклад цистерн, через їх конструкційні особливості – високий центр мас, коротка база.

Ще одна, не менш гостра, проблема сходу вагонів з рейок – результат дії в поїзді поздовжніх стискувальних сил. Вона стосується порожніх або не повністю завантажених вагонів.

Поїзд – складна механічна система, в якій виникають динамічні процеси, що зумовлені багатьма факторами. Це –

змінення тягових зусиль локомотива, профілю колії, процесів гальмування, зазорів в елементах автозчіпного пристрою.

Вантажні вагони обладнані нежорсткими автозчепами. Поздовжні осі двох таких зчеплених автозчепів зміщуються у вертикальній площині і розташовується ступінчасто. У результаті великі поздовжні зусилля, що передаються у поїзді від сусіднього вагона чи локомотива, розкладаються на вертикальні і поперечну складові.

З цієї причини порожній чи не повністю завантажений вагон, який має меншу масу бруто у порівнянні з завантаженим, у процесі руху поїзда перекошується у рейковій колії, колеса його піднімаються над рейками. Відбувається вкочування гребенів коліс на рейки і подальший їх схід з рейок.

Така картина неодноразово зафіксована експериментальними дослідженнями [16].

Процесу сходу порожнього вагона з рейок сприяє і та обставина, що клиновий гасник коливань візка жорстко сприймає поздовжні динамічні зусилля, що передаються на візок від п'ятника кузова вагона.

На кривій ділянці колії імовірність цього негативного явища збільшується, оскільки з'являється додаткове поперечне горизонтальне зусилля P_N (рис. 3.3), яке прикладається до рами вагона в площині задніх упорних кутників автозчепу.

У доповнення до названих факторів, що сприяють сходу вагона з рейок, треба віднести і схему формування поїзда. Найбільш несприятлива схема, при якій всі порожні чи мало завантажені вагони розташовані в головній частині біля локомотива. Більш сприятливим є розташування порожніх вагонів за завантаженими вагонами з більшою масою бруто у хвостовій частині поїзда. У цьому випадку на порожні вагони будуть передаватись стискувальні поздовжні сили значно меншої величини, хоча маса поїзда залишається незмінною.

Як показують дослідження [16], найбільші значення стискувальних зусиль у поїзді тільки за рахунок його неоднорідності (у складі поїзда і порожні, і завантажені вагони) збільшується на 35-45 %. При гальмуванні поїзда, у якого зазори автозчіпних пристроїв у межах 65 мм, зусилля стиснення у два-три рази більше, ніж коли зазори відсутні.

Великі значення стискувальних зусиль мають місце тоді, коли гальмування здійснюється лише одним прямодіючим гальмом локомотива або електричним гальмом (на локомотиві двигун працює у режимі генератора, тобто рекуперації).

Таким чином, у випадку, коли має місце *витискування порожнього* чи *малозавантаженого вагона* у поїзді і подальший схід його з рейок, визначальним є *великі стискувальні сили*, а не швидкість руху вагона.

Розглядаючи багатofакторну проблему сходу вагона з рейок, треба прийняти до уваги і питання щодо оптимального співвідношення геометричних розмірів у парі “колесо – рейка” (рис. 7.3).

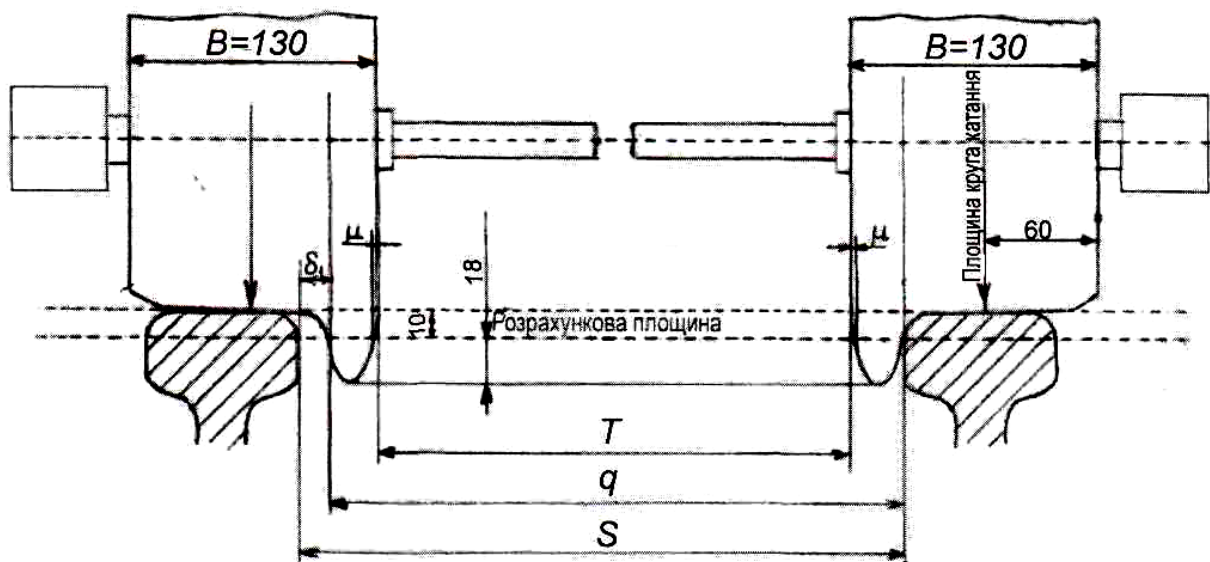


Рис.7.3. Схема положення колісної пари на рейковій колії

Передусім необхідно зазначити, що введення нормативу ширини колії $S=1520^{+6}_{-4}$ мм замість $S=1524^{+6}_{-4}$ мм в прямих ділянках колії та кривих радіусом $R>350$ м було здійснено на залізницях СРСР в 1971 р. після довготривалих досліджень вчених ВНИИЖТ і ЛИИЖТ, проведених разом із спеціалістами-експлуатаційниками. Головним результатом цього впровадження виявилось покращення умов взаємодії рейкової колії з колісними парами рухомого складу за рахунок зменшення зазорів між гребенями коліс та рейками, що призвело до зменшення поперечних переміщень вилання рухомого складу при русі.

Співвідношення геометричних розмірів між рейковою колією S та колісною колією q (рис. 7.3) визначає умови руху екіпажа в прямих ділянках колії й умови їх вписування в криві ділянки.

Нами введено умовний термін “колісна колія”. По суті це відстань між зовнішніми гранями коліс однієї колісної пари. Розмір q беремо у горизонтальній розрахунковій площині на рівні 18 мм від вершини гребеня колеса (рис. 7.3).

Розміри S і q визначаються за формулами

$$S = q + \delta_c; \quad (7.1)$$

$$q = T + 2d + 2\mu - \varepsilon_q, \quad (7.2)$$

де δ_c – сумарний зазор між гребенями коліс та робочими вертикальними гранями рейок;

T – відстань між внутрішніми гранями коліс;

d – товщина гребеня на рівні 18 мм від вершини;

μ – конструкційний розмір, $\mu = 1$ мм;

ε_q – звуження колісної пари за рахунок її згинання при дії навантаження від завантаженого кузова. Для вантажних вагонів $\varepsilon_q = 3 - 4$ мм.

Різниця між рейковою та колісною коліями становить величину δ_c :

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2, \quad (7.3)$$

де δ_1, δ_2 – зазори між робочими гранями рейок та першим і другим колесами відповідно.

При різних нормативних співвідношеннях ширини рейкової колії (від S_{max} до S_{min}) та колісної колії (від q_{max} до q_{min}) будуть мати місце мінімальні δ_{min} та максимальні зазори δ_{max} між гребенями коліс та рейками:

$$\delta_{max} = S_{max} - q_{min} = S_{max} - (T_{min} + 2d_{min} + 2\mu - \varepsilon_q), \quad (7.4)$$

$$\delta_{min} = S_{min} - q_{max} = S_{min} - (T_{max} + 2d_{max} + 2\mu) \quad (7.5)$$

(при розрахунку δ_{\min} звуження колісної пари ε_q приймається рівним 0).

$$\Delta = \delta_{\max} - \delta_{\min}. \quad (7.6)$$

Від величини зміни розмірів зазору залежить поведінка рухомого складу при русі в колії. Чим більше величина зазору δ_{\max} (та відповідно більше Δ), тим більше бокові переміщення та виляння рухомого складу при русі. На практиці найменше значення мінімального зазору між гребенем колеса та робочою гранню рейки буде при притиснутому до рейки одному з гребенів колісної пари, тобто

$$\delta_{\min} = 0$$

Тому практично поперечні переміщення й звивистий рух колісної пари будуть здійснюватись у межах зміни зазору від δ_{\min} до δ_{\max} :

$$\Delta_{\max} = \delta_{\max} - \delta_{\min} = \delta_{\max}. \quad (7.7)$$

При проектуванні рейкової колії необхідно прагнути до зменшення величини зазорів між гребенями коліс і рейок, отже необхідно вводити більш жорсткі допуски на геометричні розміри ширини колії (S) та колісної пари (T, d, q). Це особливо важливо при проектуванні рейкової колії для високих швидкостей руху, оскільки на цих лініях установлені найбільш жорсткі вимоги з плавності руху, тобто по горизонтальних і вертикальних переміщеннях та прискореннях.

Конструкторські допуски на розміри ширини насадки колісних пар досить жорсткі: $T = 1440 \pm 3$ (при швидкостях руху $v < 120$ км/год) та $T = 1440 \pm_1^3$ (при $v > 120$ км/год). Тому головними параметрами, за рахунок яких можна покращувати плавність руху рухомого складу (відносно поперечного переміщення та виляння) при впровадженні швидкісного руху, є ширина рейкової колії S, допуски на її розмір та співвідношення

її з розмірами колісної колії q , котра змінюється передусім у залежності від зміни товщини гребеня d .

Ширина колісної колії q може суттєво змінюватися від q_{\max} до q_{\min} при зносі гребенів коліс від номінальної товщини $d_0 = 33$ мм до мінімальної товщини $d_{\min} = 25$ мм (для швидкостей руху $v \leq 120$ км/год) або до $d_{\min} = 28$ мм (для швидкостей руху $v = 121 \dots 140$ км/год).

Аналіз співвідношення розмірів рейкової та колісної колій на закордонних і вітчизняних залізницях показує, що вітчизняні норми будови рейкової колії та розмірні співвідношення колісної і рейкової колій є найгіршими, бо вони створюють найбільші можливості для поперечних коливань виляння рухомого складу.

В існуючій світовій практиці величина максимального зазору між гребенями коліс і рейками δ_{\max} складає 28...31 мм (Німеччина – 30 мм, Венгрія – 28 мм, Чехія і Словачія – 31 мм, Франція – 30 мм, Японія – 31 мм). Величина мінімального зазору δ_{\min} на зарубіжних залізницях складає 6...7 мм. Таким чином, зміна зазору Δ між гребенями коліс та рейок на європейських залізницях складає 22...25 мм, а максимальний зазор, у рамках котрого відбуваються поперечні зміщення та виляння вагонів, – $\Delta_{\max} = 28 \dots 31$ мм.

На вітчизняних залізницях мають місце такі співвідношення розмірів:

- 1) при ширині колії тій, що існувала до 1971 р. $S = 1524_{-4}^{+6}$ мм:
 - максимальний зазор δ_{\max} для вантажних вагонів 44 мм;
 - мінімальний зазор $\delta_{\min} = 9$ мм;
 - максимальне змінення зазору $\Delta_{\max} = 44$ мм;
- 2) при встановленій у 1971 р. ширині колії $S = 1520_{-4}^{+6}$ мм:
 - максимальний зазор $\delta_{\max} = 40$ мм;
 - мінімальний зазор $\delta_{\min} = 5$ мм;
 - максимальне змінення зазору $\Delta_{\max} = 40$ мм.

Тобто при впровадженні у 1971 р. нової ширини колії $S = 1520$ мм (замість $S = 1524$ мм) з такими ж допусками $_{-4}^{+6}$ мм, що були раніше, зазори для поперечних переміщень та виляння

рухомого складу були зменшені на 4 мм, проте вони залишилися суттєво великими, ніж на зарубіжних залізницях ($\Delta_{\max} = 40...39$ мм на українських, проти $\Delta_{\max} = 30...31$ мм на зарубіжних). Тобто зазор для поперечних переміщень та виляння Δ_{\max} на вітчизняних залізницях при ширині колії $1524 \pm_4^6$ був спочатку прийнятий більшим на 13...14 мм, ніж на зарубіжних, а при впровадженні колії $1520 \pm_4^6$ мм цей зазор залишився більшим, ніж на зарубіжних залізницях на 9...10 мм.

У 1996 р. на Російських залізницях (з 6.03.1996 р.), а потім і на Українських залізницях (з 19.11.1996 р.) без достатніх техніко-економічних обґрунтувань були встановлені ще більші (в порівнянні з попереднім) допуски на ширину рейкової колії $S = 1520 \pm_4^8$ мм. При нових нормативних параметрах на ширину рейкової колії S та залишених без змін нормативних параметрів колісної пари з 1996 р. на залізницях почали мати місце такі співвідношення розмірів рейкової та колісної колії:

- максимальний зазор $\delta_{\max} = 42$ мм;
- мінімальний зазор $\delta_{\min} = 5$ мм;
- максимальне змінення зазору $\Delta_{\max} = 44$ мм.

Тобто при введенні нових допусків \pm_4^8 мм умови для руху рухомого складу погіршилися та наблизилися до умов руху при старій ширині коли з розміром $S=1524 \pm_4^6$ мм. При цьому зазор для поперечних переміщень і виляння Δ_{\max} виявився більшим у порівнянні з зарубіжними нормативами на 10... 12 мм.

Але майже одночасно з впровадженням нових допусків \pm_4^8 мм на ширину рейкової колії Укрзалізниця ввела дозвіл (18.09.1995 р.) на експлуатацію коліс вантажних вагонів з мінімальною товщиною гребеня одного із коліс колісної пари $d_{\min} = 23$ мм при максимальній товщині гребеня $d_{\max} = 33$ мм. При цьому ширина мінімальної колісної колії q_{\min} зменшилась на 2 мм і стала дорівнювати $q_{\min} = 1484$ мм.

У результаті величина максимального зазору між гребенями коліс і рейками для вантажних вагонів збільшиться до розміру $\delta_{\max} = 44$ мм. Таким чином, умови для плавності руху вантажних вагонів у рейковій колії при впровадженні мінімальної товщини колісного гребеня $d_{\min} = 23$ мм досягли абсолютного найгіршого

рівня у порівнянні з усіма раніше діючими на Українських залізницях нормативами.

Максимальний зазор $\Delta_{\max} = 44$ мм складає більше половини ширини головки рейки. Це дуже багато! Гірше за порівнянням із зарубіжними стандартами на 13..16 мм. Це недопустимо для нормальної та безпечної експлуатації рухомого складу. При таких нормативах з'являються надмірно великі поперечні коливання виляння вагонів при русі, виникає небезпека в'їзду гребенів коліс на рейки і подальшого сходу рухомого складу, виникає знос коліс і рейок. Тому для покращення плавності руху поїздів, зниження інтенсивного зносу гребеня колеса і зменшення небезпеки в'їзду коліс на рейки необхідно:

- внести зміни в нормативи будови рейкової колії S ;
- ввести і затвердити для рухомого складу відсутні нормативи на ширину колісної колії q ;
- упорядкувати нормативні співвідношення розмірів рейкової та колісної колій для різних експлуатаційних умов.

8. Типаж та стан парку вантажних вагонів України

Сучасний вантажний рухомий склад характеризується великою різноманітністю типів та конструкцій (близько 200). Це зумовлено необхідністю задовольнити різні вимоги при перевезеннях:

- захист окремих вантажів від атмосферного впливу;
- попередження пошкоджень крихких вантажів;
- збереження якості швидкопсувних вантажів;
- можливість механізації та автоматизації технологічних операцій при складанні вагона, вантажно-розвантажувальних роботах;
- раціональність конструкції вагона та його техніко-економічних параметрів, що визначають збільшення провізної спроможності залізниць, зменшення собівартості перевезень;
- розміри капітальних витрат (інвестицій) на будову, ремонт і експлуатацію вагонів.

Парк вантажних вагонів складається із *універсальних* та *спеціалізованих*.

Універсальні вагони призначені для перевезення вантажів широкої номенклатури. Такими є криті вагони з дверима у бокових стінах, піввагони з розвантажувальними люками у підлозі, платформи з боковими і торцевими бортами, цистерни для нафтопродуктів різних найменувань, ізотермічні вагони для перевезення різноманітної швидкопсувної продукції.

Спеціалізовані вагони призначені для перевезення одного або декількох вантажів, близьких за характером, фізичними властивостями. Це – криті вагони для цементу, зерна, мінеральних добрив, легкових автомобілів, технічного вуглецю; піввагони з глухим кузовом, для агломерату, обкотишів; платформи для перевезення контейнерів, контрейлерів, дерев'яних хлестів, легкових автомобілів; цистерни для кислот, скраплених газів, молока, виноматеріалів, спирту, продуктів хімічної промисловості; вагони-самоскиди (думпкари), транспортери.

У спадщину від Радянського Союзу Україна отримала (1991 р.) 280 тис. вантажних вагонів. У період 1992-1999 рр. у зв'язку з великим спадом перевезень народногосподарських вантажів створився надлишок вантажних вагонів. Як наслідок, закупівля нових вагонів майже не проводилася. У той же час проводилася компанія масового вилучення вантажних вагонів з інвентарного парку.

Парк вантажних вагонів України сьогодні складається із інвентарного парку Укрзалізниці та власного парку операторських компаній, гірничо-збагачувальних комбінатів, шахт, промислових підприємств тощо.

До складу інвентарного парку Укрзалізниці входять вагони, що знаходяться на балансах шести залізниць та державних підприємств (ДП), підпорядкованих їй (“Ліски”, “Укрспецвагони”, “Укрреф-транс”).

У цілому інвентарний парк вантажних вагонів Укрзалізниці станом на 01.01.2005 р. складав 163 273 фізичних вагонів.

У тому числі на балансах:

- залізниць 149441 од.;
- ДП “Укрспецвагон” 10300 од.;

- ДП “Ліски” 3417 од.;
- ДП “Укррефтранс” 115 од.

Дані про чисельність за окремими типами вантажних вагонів станом на 01.01.2005 р. наведені у табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Загальний парк вантажних вагонів

Тип вагона	Інвентарний парк залізниць, од.	Власний парк, од.	Загальний парк, од.
Універсальний критий	18890	558	19448
Універсальна платформа	13528	800	14328
Піввагон	65999	16731	82730
Цистерна	14523	19111	33634
Ізотермічний	1264	115	1379
Мінераловоз	4859	1599	6458
Цементовоз	7707	1520	9227
Обкотишовоз	3	4799	4802
Зерновоз	13050	309	13359
Платформа для контейнерів	3417	184	3601
Інші типи спеціалізованих вагонів	6201	6561	12762
Разом	149441	52287	201728

За станом на 01.02.2007 р. інвентарний парк шести залізниць зменшився на 3342 вагони і складає 146 099 од., у тому числі 17503 критих, 11778 платформ, 63085 піввагонів, 13947 цистерн, 942 ізотермічних, 38844 інших.

Починаючи з 2000 р, намітилась тенденція зростання обсягів перевезень, змінилась номенклатура вантажів, які перевозяться. Це в свою чергу призвело до збільшення потреб у вантажних вагонах загалом і, зокрема, у піввагонах, обкотишовозах, цистернах, мінераловозах.

Разом з тим на цей період припало інтенсивне “старіння” вагонів, що призвело до необхідності виключення значної кількості їх з інвентарю, тобто списання. До того ж майже не було поповнення парку новими вагонами.

Сьогодні середній строк служби вантажного вагона складає 28 років, ступінь зносу досягла 68 % (дані ЦВ Укрзалізниці станом на 01.02.2007 р.).

Особливо загрозна ситуація виникла з парком піввагонів. Цей тип вагона є найбільш потрібним для масових перевезень вантажів.

Піввагонами протягом року в середньому перевозиться 240,18 млн (62 % загального обсягу). Від наявності справного парку піввагонів перш за все залежить перевізна спроможність залізниць.

Не зважаючи на найбільшу питому вагу піввагонів у парку вантажних вагонів (43,2 %), 21583 піввагони (32,7 %) використовуються за межами нормативного терміну завдяки капітальному ремонту з подовженням строку (КРП) та інших ремонтів. До 2010 р. 16806 піввагонів відпрацює вже подовжений термін, через стан несучих конструкцій (гранична втома металу) будуть списані. На цей же час вичерпається амортизаційний норматив ще 22700 піввагонів. Частина їх (35%) буде списано через повну технічну непридатність або економічну недоцільність поновлення ресурсу.

Взагалі, характеризуючи технічний стан вантажного парку, треба зазначити, що через значний ступінь зношеності вагонів витрати на їх поточне утримання та ремонт досить великі.

Розмір коштів, що витрачаються на утримання зношеного вагона в розрахунку на період життєвого циклу, складає 66,3 % вартості нового. Це перевищує нормативний показник (50 %).

У середньому протягом року кожний вагон інвентарного парку залізниць 8,3 разу поступає на поточний неплановий відчеплювальний ремонт. Як наслідок, у розрахунку на рік із робочого парку виключається 1835 вагонів.

Якщо брати до уваги гостродефіцитний вантажний рухомий склад – піввагони, обкотишовози та бензинові цистерни, то їх дійсний строк служби становить відповідно 18; 14,8 і 23 роки проти нормативного відповідно 22, 15 і 32 роки.

Незадовільний технічний стан більшості вагонів зумовлений, окрім їх старіння, ще й тією обставиною, що вони спроектовані в 60-70 рр. минулого століття на старій елементній базі. Тому вони мають низькі динамічні показники. Зокрема критична швидкість, за межами якої не гарантується стійкість вагона проти сходу з рейок, не перевищує у порожньому стані 70 км/год. Рамні сили поперечного напрямку зумовлюють інтенсивний знос гребенів коліс та головок рейок.

За споживчими якостями такі вагони застарілої конструкції не задовольняють зростаючі потреби вантажовласників.

Зазначені недоліки властиві і для власного парку вантажних вагонів.

Таким чином, цілком очевидно, що потребується підвищення ефективності вантажних вагонів.

9. Удосконалення структури вагонного парку, його оновлення – нагальна проблема підвищення ефективності вантажних вагонів

Типаж парку вантажних вагонів повинен відповідати структурі вантажопотоку, споживчим вимогам, технологічності конструкції.

Основу парку складають і будуть складати чотиривісні вагони. Восьмивісних вагонів (в основному цистерни) близько 1,2% загальної кількості. Чотиривісні вантажні вагони мають більш просту, компактну, зручну в експлуатації та ремонтопридатну конструкцію. Їх характеризують і кращі показники матеріалоемності, трудомісткості виготовлення та ремонту.

До того ж при впровадженні нових моделей не потрібна заміна завантажувально-розвантажувальних пристроїв та іншої інфраструктури (вагоноперекидачів, естакад, товарних дворів, вагонного господарства).

Тенденції використання, головним чином, чотиривісних вагонів та раціонального збільшення їх вантажопідйомності характерні для багатьох країн світу.

З урахуванням вимог ринку транспортних послуг на близьку перспективу передбачається технічне переозброєння вантажного вагонного парку шляхом оновлення його спеціалізованими вагонами.

Правильність такого рішення підтверджує і практика залізниць Росії, США, Центральної та Західної Європи. Там питома вага спеціалізованих вагонів у загальному вагонному парку складає в середньому 70%. На залізницях України – близько 40%.

Основні переваги спеціалізації вагонів у порівнянні з універсалізацією:

- повне використання проектної вантажопідйомності та геометричного об'єму кузова;
- схоронність вантажів, що перевозяться (у тому числі мілкофракційних);
- механізація та автоматизація завантажувально-розвантажувальних операцій;
- суттєве зменшення витрат на підготування вагона до перевезень;
- екологічна безпека.

Збільшення питомої ваги спеціалізованого парку – головний напрямок вдосконалення структури парку вантажних вагонів.

Передусім потрібне поповнення парку спеціалізованими вагонами критого і відкритого типу для перевезення масових сипких вантажів (вугілля, обкотиші, агломерат, цемент, мінеральні добрива, зерно, насіння тощо), цистернами та платформами типу “Схід – Захід” для міжнародних перевезень небезпечних вантажів і контейнерів та контейлерів.

Зважаючи на стан наявного вантажного парку, ЦВ Укрзалізниці розроблена “Комплексна програма оновлення залізничного рухомого складу України на 2006-2010 роки”.

Цим важливим документом передбачається ряд вагомих заходів щодо забезпечення вантажних перевезень у необхідній кількості працездатним вагонним парком.

Для забезпечення обсягів вантажних перевезень, що прогноуються до 2010 р., планується:

- продовжити роботу з технічного обстеження вагонів дефіцитних типів, у яких спливає нормативний строк служби, з метою продовження терміну експлуатації шляхом проведення капітального ремонту КРП та КР;

- модернізувати значну частину інвентарного парку з підвищенням його продуктивності, надійності та скорочення витрат на ремонт;

- оновити парк (перш за все піввагонів) за рахунок закупівлі вагонів нового покоління;

- створити умови рівного доступу власників вантажних вагонів до користування інфраструктурою та нарощування парку приватних вагонів.

За період 2006-2010 рр. прогнозується збільшення частин приватних вагонів з 26 % до 31 % (з 52 до 61 тис. од.). Інвентарний парк залізниць скоротиться з 149 тис. од. (132 тис. робочого парку і 17 тис. довготривалого запасу) до 115 тис. од. (з врахуванням інвентарного парку на балансі інших підприємств Укрзалізниці – 15 тис. од.).

Після завершення терміну служби буде списано 45 тис. од. і реалізовано вразі наявності попиту на ринку 8 тис. од.

Довготривалий запас (17 тис. вагонів) буде в основному ліквідовано; частина (2,5 тис.) відновлюється через КР та включення в робочий парк; іншу частину (12 тис.) більш старих та технологічно складних для відновлення і не придатних до експлуатації буде списано; 2,5 тис. вагонів залишаться в запасі для подальшого використання.

Модернізація вагонів Укрзалізниці буде здійснюватися у два етапи.

Перший етап (2006-2007 рр.) – модернізація близько 15000 вагонів із залишковим (подовженим) ресурсом 10 років, переведенням таких вагонів на міжремонтний пробіг 160 тис. км (замість 100 тис. км). Цією модернізацією передбачається використання елементів А. STUCKI, профілю коліс ITM, повна заміна кришок люків (для піввагонів).

На другому етапі (2008-2010 рр.) намічена комплексна модернізація 26000 вагонів із залишковим ресурсом 11 і більше років та переведенням їх на міжремонтний пробіг 250 тис. км. Тут буде здійснено заміну циліндричних підшипників буксових вузлів на касетні конічні, встановлення нових бокових рам та надресорних балок візків, зміцнення поверхонь тертя, ударно-тягових елементів автозчепу та інше.

Для поповнення інвентарного парку Укрзалізниці буде закуплено нових 5000-6000 вагонів щорічно.

Передусім найбільше буде закуплено піввагонів (5000 щорічно), потім хоперів-мінераловозів, хоперів-обкотошовозів, платформ для контейнерів та контрейлерів, хоперів-дозаторів і думпкарів.

Дані закупівлі наведені у табл. 9.1.

Таблиця 9.1

План закупівлі вагонів

Тип вагона	Кількість вагонів за роками					Разом
	2006	2007	2008	2009	2010	
Піввагон	50000	50000	50000	5000	5322	25322
Хопер-обкотишовоз	100	100	124	200	200	724
Хопер-мінераловоз	0	240	250	260	260	1010
Платформа для:						
- контейнерів	0	0	0	75	75	150
- контрейлерів	12	14	16	18	20	80
Хопер-дозатор	79	77	30	64	70	320
Думпкар	40	40	40	40	44	204
Разом	5693	6023	5895	6003	6328	29942

Вагони інших типів закуплятися не будуть. Не зважаючи на те, що останнім часом з труднощами задовольняється попит на нафтобензинові цистерни, поповнення інвентарного парку новими не заплановано. Передбачається збільшити робочий парк за рахунок подовження терміну експлуатації (КРП) та модернізації (КР) наявних цистерн.

Як видно із таблиці, суттєво більша кількість закупівлі нових піввагонів. Це відповідає потребам перевезень у них вантажів та необхідності покращити загальний технічний стан парку піввагонів. При цьому повинні закуплятися піввагони нового покоління: у період 2006-2007 рр. – з осьовим навантаженням 230,5 кН; у 2008-2010 рр. – 245 кН.

Піввагони нового покоління побудови ВАТ “Крюківський вагонобудівельний завод” мають покращені технічні й економічні характеристики. Нормативний строк експлуатації 32 роки (замість 22 років) і міжремонтний пробіг 350 тис. км (замість 100 тис. км).

Але вартість їх велика. Вартість одного піввагона 260 тис. грн, серійного піввагона (станом на 2007 р.) 220 тис. грн.

Оскільки вагонобудівельні заводи не підпорядковані Міністерству транспорту і зв'язку і вартість виготовлення ними вагона стрімко зростає з кожним роком, то через дефіцит фінансових коштів прийнято рішення, починаючи з 2007 р. розпочати виробництво вантажних вагонів (передусім піввагонів) на вагоноремонтних заводах (ВРЗ) Укрзалізниці. Зокрема трьом ВРЗ поставлені такі завдання на щорічний випуск нових вагонів: Дарницький ВРЗ – 1050 од.; Попаснаньський ВРЗ – 1150 од.; Стрійський ВРЗ – 700 од. Як правило, матеріально-технічна база ВРЗ не дозволяє будувати вагони нового покоління.

Для підвищення конкурентоспроможності ДП “Укрспецвагон” Програмою передбачається поставка щорічно в середньому до 145 хоперів-обкотишовозів, 250 хоперів-мінераловозів.

Інвентарний парк платформ для контейнерів та контрейлерів, що знаходиться на балансі ДП “Ліски”, також поповниться новими вагонами цього типу у кількості відповідно 150 та 80 од.

До речі, не зовсім коректно в технічній літературі та документації ЦВ платформи для контейнерів називаються “Фітинговими”. Фітинг-деталь контейнера, яка передбачена для транспортування та закріплення його на платформі. А на платформі є пристрої, що взаємодіють з фітингами контейнера для запобігання його переміщенням.

Отже, удосконалення структури парку вантажних вагонів та реалізації заходів щодо його оновлення будуть сприяти суттєвому покращенню ефективності вантажних вагонів.

10. Конструкційне удосконалення ходових частин вантажних вагонів. Комплексна їх модернізація

Першочерговим резервом підвищення експлуатаційної ефективності вантажних вагонів, безумовно, залишається удосконалення їх конструкції.

Можна виділити два основних напрямки удосконалення рухомого складу, які забезпечують зростання ефективності транспортувального процесу:

- підвищення осьових навантажень до 245 кН і більше (при перевезеннях масових насипних та штучних вантажів на відносно короткі відстані);

- збільшення до 140 км/год швидкості руху поїздів, що перевозять крихкі і цінні вантажі транспортними коридорами “Схід – Захід” та “Північ – Південь” (контейнерні та контрейлерні перевезення).

Виконання цих завдань при забезпеченні безпеки руху та схоронності вантажів досягається за наявності вагонів з відповідними техніко-експлуатаційними характеристиками. А вони залежать від конструкційних особливостей *ходових частин – візків*.

Важливим функціональним вузлом візка, що переважно визначає безпеку руху, є буксовий. Вагони інвентарного парку України обладнані буксовими вузлами з циліндричними роликівими підшипниками. Більш ніж сорокарічний досвід експлуатації цих букс показав, що подібна конструкція не забезпечує надійну роботу в умовах експлуатації.

Різноманітні пошукові роботи спеціалістів щодо поліпшення конструкції букси проводились стосовно одного типу підшипника; в основі конструкції залишався підшипник кочення з *циліндричними роликами*.

На наш погляд, створити надійний буксовий вузол шляхом удосконалення існуючого циліндричного підшипника – завдання безперспективне.

Таке твердження аргументується суттєвим недоліком конструкційної схеми цього підшипника.

Як відомо, у машинобудівних конструкціях циліндричний роликпідшипник призначений для сприйняття *радіальних*

навантажень. Таке навантаження розподіляється по всій довжині ролика і діє перпендикулярно до осі його обертання. Підшипник працює в нормальному режимі тертя кочення. Можливе і сприйняття випадкових незначних осьових сил, але вже не у “штатному” режимі тертя ковзання.

Який характер навантаження буксового роликотпідшипника? При русі поїзда на нього діють радіальні (вертикальні) навантаження, що зумовлені вагою вантажу, вагою власної конструкції вагона, нерівностями колії, рейковими стиками тощо.

З іншого боку, підшипник навантажується й **осьовими** силами. Їх дія може носити постійний характер (у кривих ділянках); короткочасний – у результаті коливань вилання і бокового відносу та виникнення поперечних складових поздовжньої стискувальної сили при гальмуванні; ударний – за наявності бокових нерівностей колії, на стрілках і входах на мости. За даними експериментальних досліджень, проведених ВНДІЗТ (Росія) та ДПТ, при вертикальному навантаженні на колісну пару 228 кН осьові зусилля досягали 130 кН. Інакше кажучи, величини поперечних осьових сил, діючих на буксу, одного порядку з вертикальними.

Зрозуміло, що горизонтальні поперечні сили сприймаються торцями роликів. Між ними та бортами кілець підшипника виникають **значні сили тертя ковзання**. Отже, умови експлуатації неадекватні конструкційній схемі буксового циліндричного підшипника, оскільки осьові зусилля сприймаються у невластивому для нього режимі тертя ковзання. Тому і виникають чисельні пошкодження елементів букси.

Радикальне вирішення завдання щодо суттєвого поліпшення роботи буксового вузла полягає у забезпеченні сприйняття радіальних і осьових навантажень підшипником у режимі **тертя кочення**. Таким вимогам, як свідчить досвід зарубіжних країн (США, Франція, Германія, Швеція, Японія, Китай), відповідає конічний роликотпідшипник касетного типу ТВУ (рис. 10.1). Цей дворядний підшипник ТВУ складається з єдиного зовнішнього кільця (1), двох рядів конічних роликів (2), двох внутрішніх кілець (3) та дистанційного кільця (4) між внутрішніми кільцями. Окрім того, підшипник має власне ущільнення (5).

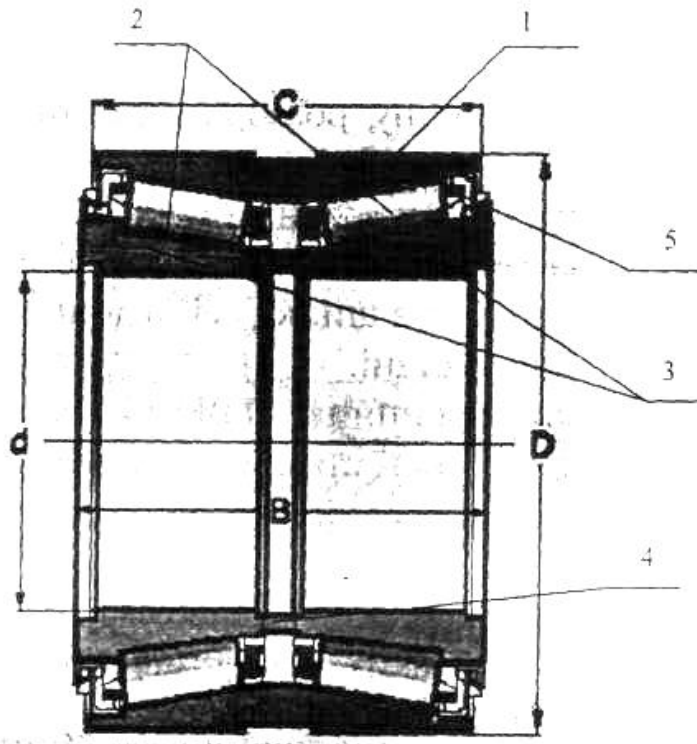


Рис. 10.1. Загальний вигляд конічного підшипника типу ТВУ:
 d – діаметр внутрішнього кільця підшипника; D – діаметр зовнішнього кільця підшипника; B – загальна ширина підшипника; C – ширина зовнішнього кільця підшипника

Підшипник кріпиться на шийку осі за допомогою пресової посадки в холодному стані.

ТВУ (tapered bearing unit – конічний підшипниковий вузол) – міжнародне позначення дворядних конічних підшипників касетного типу для рухомого складу. Ролики та доріжки кочення зовнішніх і внутрішніх кілець мають форму конуса. Отже, підшипник спроможний працювати в режимі тертя кочення при дії як радіальних, так і осьових навантажень. Конічні підшипники у порівнянні з циліндричними мають такі переваги:

- оскільки осьове і радіальне навантаження практично повністю сприймаються і передаються поверхнями кочення роликів, конічні підшипники мають якнайменші сили тертя і нагрівання, що у свою чергу сприяє збільшенню довговічності мастила;

- зовнішній діаметр конічного підшипника менше, ніж у циліндричного, при однаковому внутрішньому діаметрі,

унаслідок чого можливе зменшення маси самого буксового вузла в цілому;

- застосування конічних касетних роликів підшипників істотно полегшує процеси проведення монтажно-демонтажних робіт і технічного обслуговування. Це обумовлено тим, що підшипник поставляється у вигляді готової букси. У результаті скорочуються витрати матеріальних і трудових ресурсів на проведення монтажно-демонтажних робіт. Такий підшипник не потребує під час експлуатації розбирання та ремонту, а також заміни мастила.

З початку нового століття кафедрою “Вагони” УкрДАЗТу при сприянні ЦВ Укрзалізниці було виконано великий обсяг науково-дослідних робіт щодо можливості використання конічних підшипників для вантажних вагонів вітчизняного виробництва. Ураховувались більш складні і жорсткі умови експлуатації на залізницях України, ніж на зарубіжних залізницях.

Проведені протягом останніх років у дослідному маршруті Укрзалізниці Роковата-Ужгород випробування експериментальних конструкцій букс з різними типами конічних підшипників підтвердили високі експлуатаційні якості нових підшипників. З 2006 р. почалося впровадження таких підшипників на залізницях України.

У колісних парах вантажних вагонів конічні підшипники пропонується використовувати у безкорпусному варіанті.

Особливістю конструкції буксового вузла вантажних вагонів є відсутність корпусу букси (рис. 10.2)

Підшипник 1 запресовується на шийку осі разом із задньою кришкою 2. З боку торця шийки осі підшипник притискається передньою кришкою 3 та торцевою шайбою 4. Отвір для центрів колесотокарного верстата закривається спеціальною заглушкою 5.

Вертикальне навантаження передається від бокової рами візка на підшипник через спеціальну напівбуксу – сідло-адаптер (рис. 10.3).

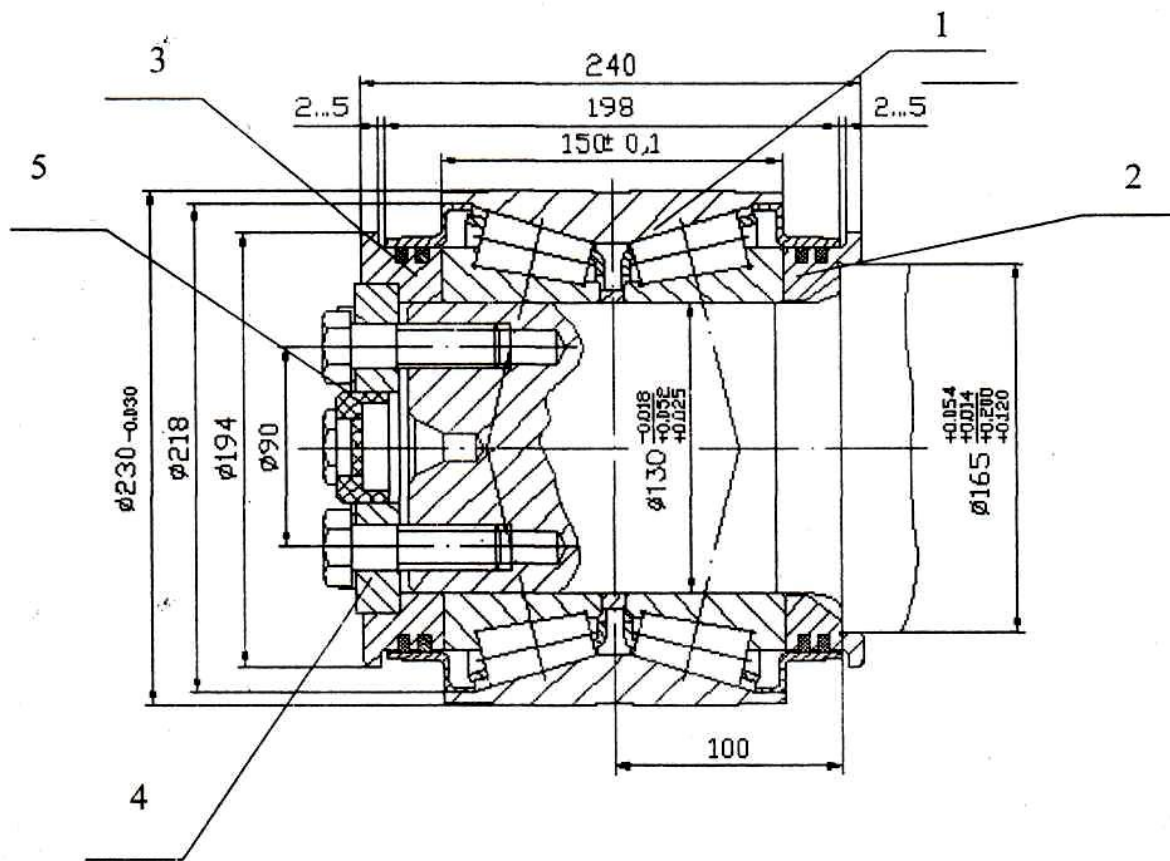


Рис. 10.2. Буксовий вузол вантажного вагона з касетним конічним підшипником (без адаптера): 1 – дворядний касетний конічний підшипник ТВУ; 2 – задня кришка; 3 – передня кришка; 4 – торцева шайба; 5 – заглушка

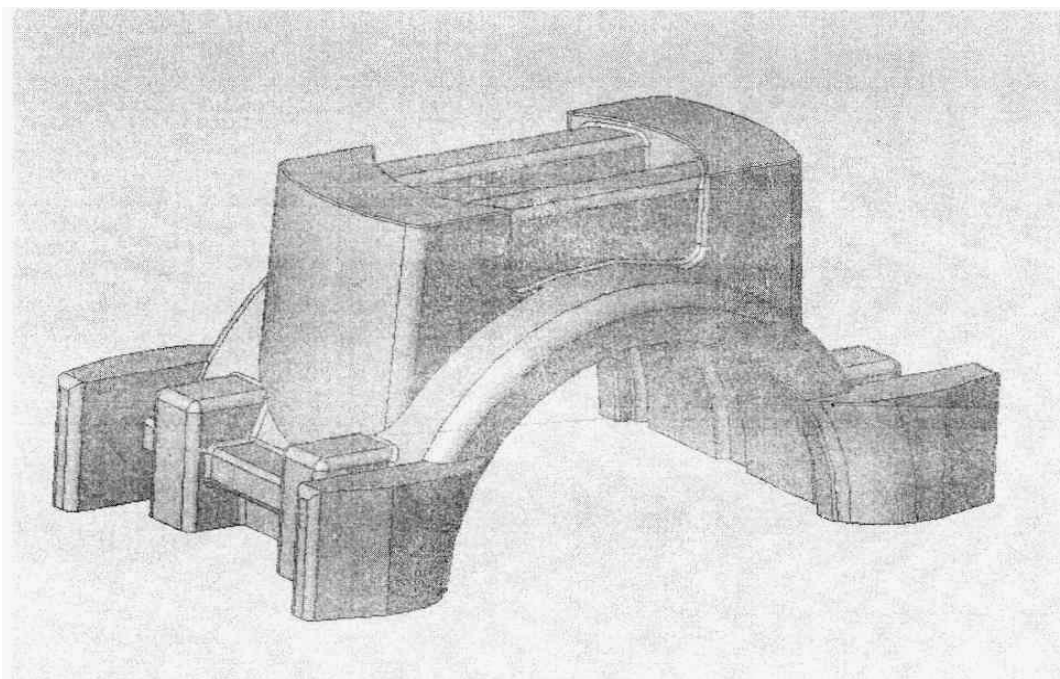


Рис. 10.3. Адаптер

При підкочуванні під вантажний вагон колісної пари, що обладнана дворядними конічними підшипниками, адаптер (напівбукса) повинна вільно, без перекосів, установлюватись на зовнішнє кільце підшипника. Для запобігання випадіння колісних пар із буксового прорізу бокової рами візка при проходженні через сортувальні гірки в нижній частині прорізу передбачена спеціальна запобіжна планка. Вона розташована знизу зовнішнього кільця. Колісні пари з буксовими вузлами безкорпусного типу передбачені у складі вантажного візка вітчизняного виробництва нової моделі 18 – 7020.

Як вже зазначено у розд. 7, суттєвим недоліком серійного візка моделі 18 – 100 є його низька критична швидкість V_K (близько 70 км/год для порожніх вагонів). Перевищення величини V_K призводить до самозбудження автоколивальних виляння в горизонтальній площині. При несприятливому співпаданні вертикальних динамічних сил (обезвантажування колісної пари) і максимальних рамних горизонтальних зусиль відбувається схід вагона з рейок. Отже, удосконалення конструкції візка повинно здійснюватись шляхом **збільшення** величин його критичної швидкості. Поширений найбільш конструкційно простий спосіб – розміщення у будові візка ефективних демпферів для заглушення виляння. Для цього треба змінити традиційну схему зв'язку кузова вагона з візком – безззорний контакт п'ятника з підп'ятником та **зазори** між ковзунами кузова і надресорної балки з обох боків – і передбачити часткове обпирання кузова на **пружні** або **пружно-фрикційні** бокові ковзуни візка. Встановлено [10], що сили опору в пружних (безззорних) ковзунах призводять до значного зменшення горизонтальних поперечних сил, що діють на колісні пари з боку рам візків. Створюється стабільний момент сил тертя при поворотах візка щодо кузова.

Безззорні пружні ковзуни свого часу знайшли застосування в опорних пристроях візка типу У-25 (рис. 10.4). Цей візок з одинарним буксовим ресорним підвішуванням є стандартним для вантажних вагонів колії 1435 мм. Пізніше безззорні ковзуни були рекомендовані і для візків з центральним ресорним підвішуванням (вагони колії 1520 мм). Тип такого візка показаний на рис. 10.5. Конструкція пружного ковзуна, як видно

на ілюстраціях, однакова. Це дві сталеві циліндричні пружини, котрі притискають верхню робочу пластину до жорсткого ковзуна шкворневої балки кузова. Між пружинами розташована спеціальна опора, на яку сідає кузов при боковому нахилі його в кривій ділянці колії.

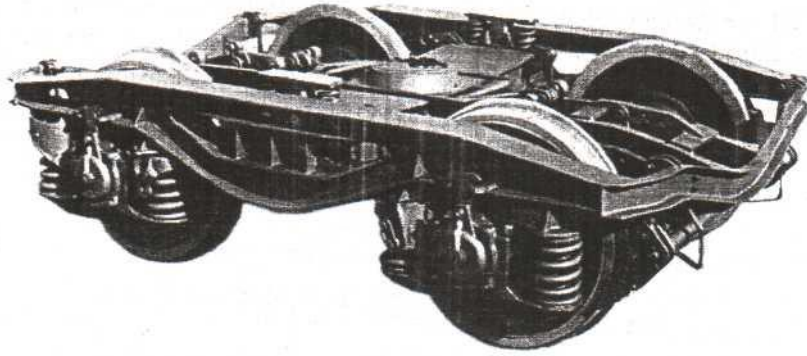


Рис. 10.4. Візок типу У-25

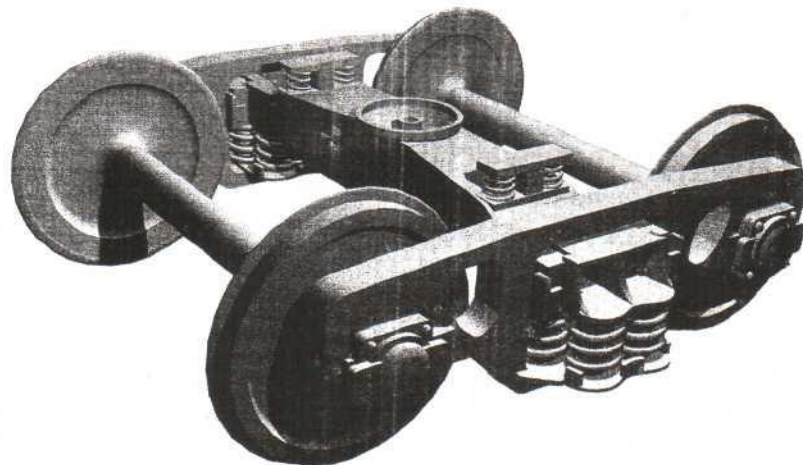


Рис. 10.5. Варіант візка з пружними ковзунами для вагона колії 1520 мм

Більш досконалою визнано конструкцію пружно-каткового ковзуна американської компанії “ А.STUCKI “. На рис. 10.6 наведена детальна ілюстративна інформація щодо його конструкційних особливостей. Цей ковзун складається з литого корпусу 1, розділеного перегородкою на два відсіки: у більшому з них встановлюються поліуретанові пружні блоки 2, у меншому – сталевий ролик 4, що може перекочуватись у межах свого відсіку.

Зверху пружних блоків встановлюється в клиноподібному гнізді робочий башмак (ковпак) 3. У зібраному стані ковзун показаний на рис. 10.6, з.

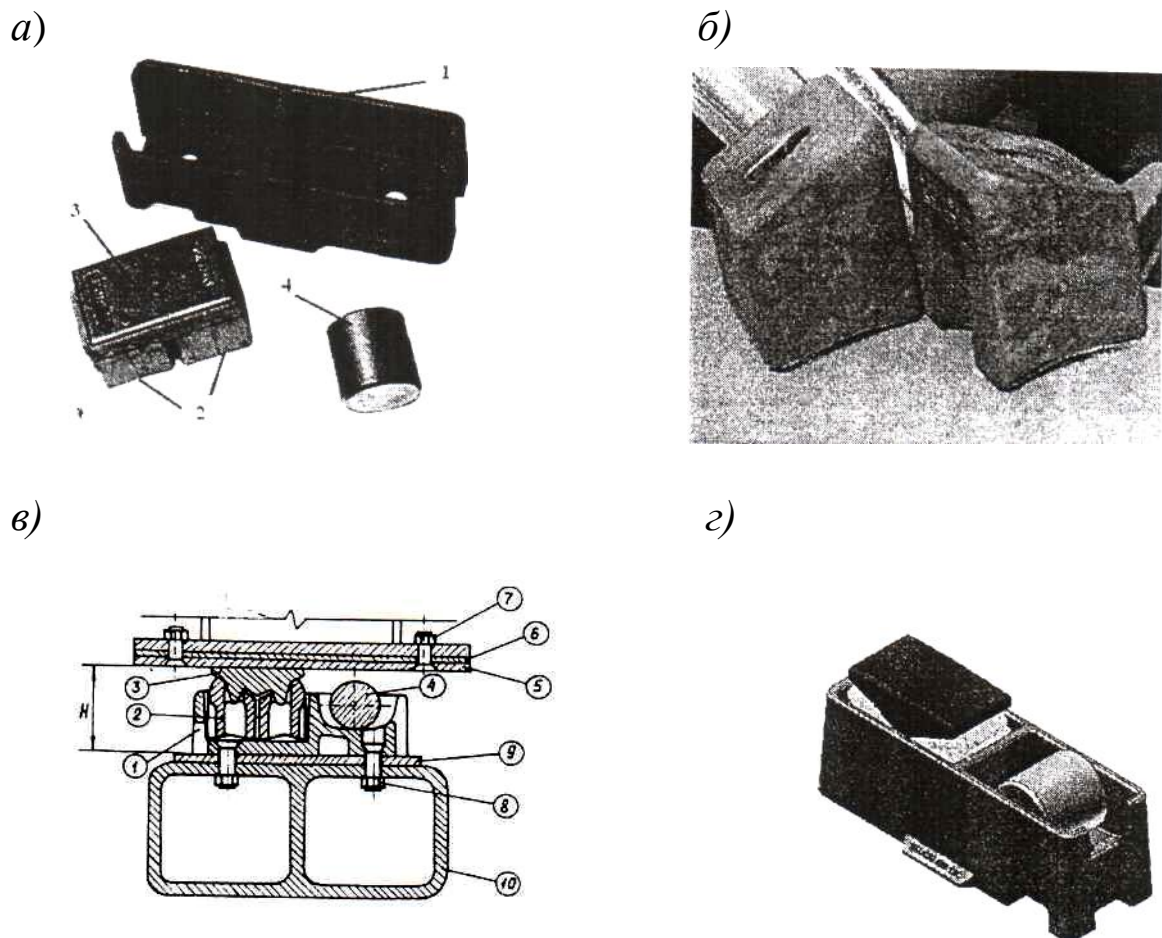


Рис. 10.6. Пружно-катковий ковзун компанії “A.STUCKER”:
 а) складові частини ковзуну; б) пружні блоки; в) розміщення ковзуну на надресорній балці; з) зібраний ковзун

Корпус ковзуну кріпиться до надресорної балки 10 за допомогою болтів 8 з контргайками та прокладки 9.

Висота ковзуну H встановлюється такою, щоб пружні блоки притискали башмак 3 до спеціальної зносостійкої планки 5, жорстко зв'язаної зі шкворневою балкою кузова болтами 7. Має місце постійний контакт башмака з планкою. У процесі виляння візка башмак ковзуну переміщується уздовж зносостійкої планки ковзуну кузова. Виникають сили тертя, які гасять коливання виляння і перешкоджають взаємному повороту візка і кузова.

При русі вагона в прямих і пологих кривих між рамками ковзунів візка і планками, як правило, є зазори. У випадку значного бокового нахилу кузова (у кривих ділянках колії або при великому бічному коливанні) зносостійка планка контактує з роликом 4, який, перекочуючись у корпусі ковзуна, полегшує поворот кузова щодо візка. При цьому ролик бере на себе частину навантаження від кузова.

Ковзунами "A.STUCKI" обладнані візки вагонів нового покоління (модель 18-7020), а також при модернізації візки моделі 18-100.

Для істотного зменшення зносу клинної системи демпфірування, багаторазового збільшення ресурсу її елементів (клинів, фрикційних планок і надресорних балок) використовуються виготовлені за технологією компанії "A.STUCKI" фрикційні клини RFE-43 (з високоміцного чавуну) з пружними поліуретановими накладками 2 на похилих поверхнях клинів 1 і зносостійкі фрикційні планки 7, що прикріплюються до бокової рами чотирма заклепками.

Поліуретанова накладка 2 фіксується на клині 1 (рис. 10.7) за допомогою круглих бобишок 3, що вставляються в гнізда 4, і центруючого штиря 5, який входить у гніздо 6.

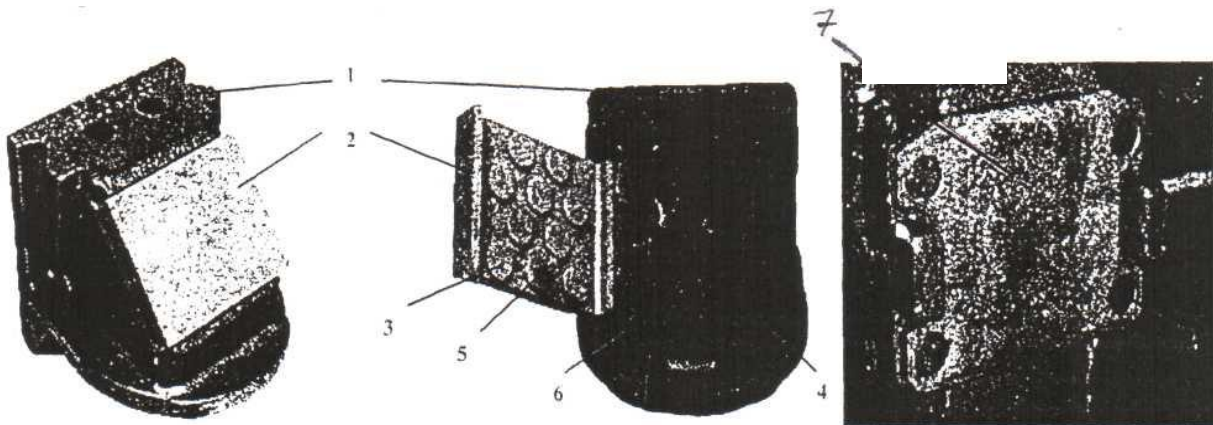


Рис. 10.7. Модернізований гасник коливань

Фрикційні клини компанії "A.STUCKI" із пружними накладками встановлюються на стандартних пружинах візків моделі 18-100 між фрикційними планками і похилими поверхнями надресорних балок тим же способом, що й

суцільнометалеві клини, з якими вони взаємозамінні. Завдяки пружним накладкам виключається контакт "метал по металу" у парі "клин-надресорна балка" і в результаті цього похилі поверхні клинів і надресорної балки практично не зношуються.

На рис. 10.8 показана схема взаємодії клина з пружиною, поліуретановою накладкою У, надресорною балкою Н і фрикційною планкою Ф. Накладка У компенсує перекося елементів клинової системи і пом'якшує дію *поздовжніх* динамічних прискорень, зменшуючи зноси п'ятникового вузла.

На клин К діють зусилля від пружини Р, нормальні сили Q та N, сили тертя F між робочими поверхнями клина і фрикційної планки. Ці поверхні, хоча і поступово, але зношуються на сумарну величину $\sum \sigma$, що у свою чергу викликає підвищення клина Z_K відносно надресорної балки.

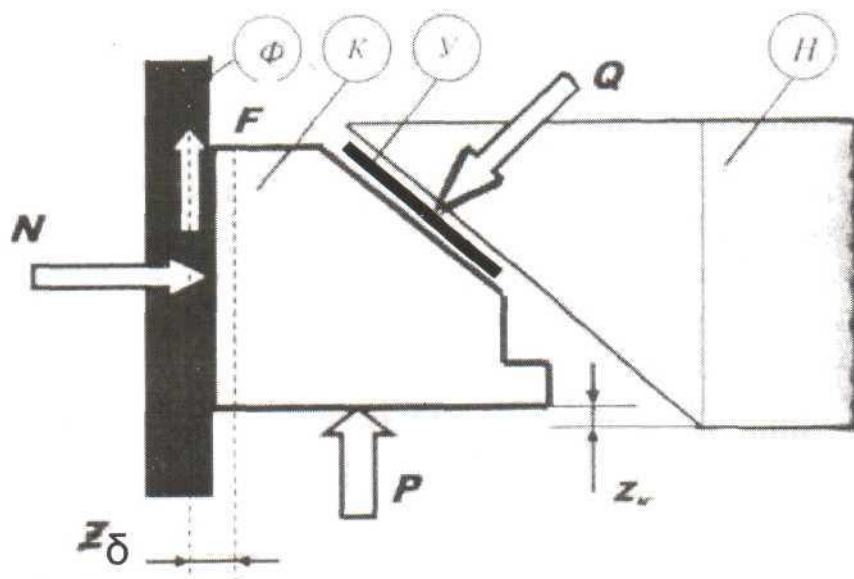


Рис.10.8. Схема силового навантаження клина з уретановою накладкою

Якщо значення Z_K наблизиться до величини статичного прогину ресорного комплексу порожнього вагона, то виникнуть зазори у розмірному ланцюжку "бокові рами – клини – надресорна балка". Тоді ефективність роботи пружних ковзунів – демпферів зменшиться, критична швидкість знизиться.

Наявність накладки У дає можливість встановити нормовану величину підвищення клина відносно надресорної балки.

Новий вітчизняний візок вантажного вагона *моделі 18-7020* обладнаний колісними парами з конічними касетними підшипниками, змінними пружно-катковими ковзунами і клинами з уретановими накладками.

А серійні візки моделі 18-100 модернізуються за технологією “A.STUCKI”.

11. Розсувні колісні пари вагонів

Стратегічне завдання залізничного транспорту України, виходячи із його вигідного географічного положення, – організація постійних міжнародних залізничних перевезень у сфері формату Європа – Україна – Азія.

У зв’язку з цим потребується вирішення важливої технічної проблеми – створення нової конструкції колісної пари. Її принципова відмінність від типової колісної пари – колеса, відстані між якими регулюються *автоматично* залежно від проходження колії різного стандарту (1520 чи 1435 мм). Йдеться про так звані *розсувні колісні пари*. Використання їх при перевезенні вантажів поїздами прямого сполучення практично ліквідує кордони між країнами і незручності попередніх систем. Ця новітня технологія особливо підходить для перевезення небезпечних вантажів; товарів, що можуть бути пошкоджені під час перевантаження; зріджених вантажів, які можуть забруднити довкілля під час перекачування; повагонних товарів з пломбами; швидкопсувних вантажів з визначеними термінами доставлення.

Щодо застосування розсувних колісних пар (РКП) для вантажних вагонів необхідно враховувати такі обставини. Стандарти профілів поверхонь кочення коліс і робочих поверхонь голівок рейок, а також нахил рейок колії 1520 і 1435 мм розрізняються. Принципово розрізняються і конструкційні рішення, габаритні обмеження, умови та правила технічної експлуатації транспортних засобів. Названі обставини склалися історично.

Для ремонту і технічного обслуговування системи РКП необхідне створення спеціалізованої бази більш високого рівня, аніж для стандартних колісних пар.

Через підвищену складність будови РКП для їх впровадження будуть потрібні додаткові заходи щодо забезпечення безпеки рухомого складу. Вартість РКП та системи їх обслуговування значно перевищить аналогічні витрати для колісних пар традиційної конструкції.

Але в цілому ідея застосування РКП є досить привабливою, оскільки передбачається прискорений перехід рухомого складу в автоматичному режимі з однієї колії на іншу.

Перші дослідні зразки розсувних колісних пар типу ТГ-14 були виготовлені на Брянському машинобудівному заводі. Ці колісні пари пройшли цикл заводських і експлуатаційних випробувань. За результатами випробувань, було виявлено ряд недоліків колісних пар типу ТГ-14, зокрема ненадійність роботи запобіжного пристрою (замка), призначеного для виключення випадків самочинного переведення коліс [10].

Пізніше удосконалену конструкцію розсувної колісної пари було розроблено на «Уралвагонзаводі» з використанням тангенційно-осьового замка, запропонованого Білоруським інститутом залізничного транспорту. У 1975 р. цими РКП було оснащено два візки моделі 18-100. Одночасно було розроблено і виготовлено важільно-гальмівну передачу для візків з РКП і перевідну ділянку колії – колієперевідний пристрій.

Загальний вигляд розсувної колісної пари конструкції «Уралвагонзаводу» подано на рис.11.1. Було розроблено два варіанти колісних пар з аналогічних конструкцій, але з різними способами змащування деталей замкового пристрою та посадкових поверхонь коліс і осі – рідким або твердим мастилом. Незважаючи на те, що застосування твердого мастила набагато спрощувало конструкцію колісної пари, від нього довелося відмовитись через невідповідність висунутим вимогам.

На рис. 11.2 показано варіант будови розсувної колісної пари з рідким мастилом. Ця колісна пара складається з порожнистої осі (1) з закріпленими на ній шліцьовими втулками (2); фіксуєчого пристрою (3) з замковою муфтою (4); коліс (5), що вільно насажені на осі та жорстко з'єднані з рухомими шліцьовими втулками (6). На шліцьових втулках (2) встановлено упорні кільця (7) та замкові кільця (8). Кожен фіксуєчий пристрій (3) має шість підпружинених фіксаторів (9), які

розташовано на рівних відстанях по колу, і відтискний диск (10), виконаний як одне ціле з корпусом фіксатора.

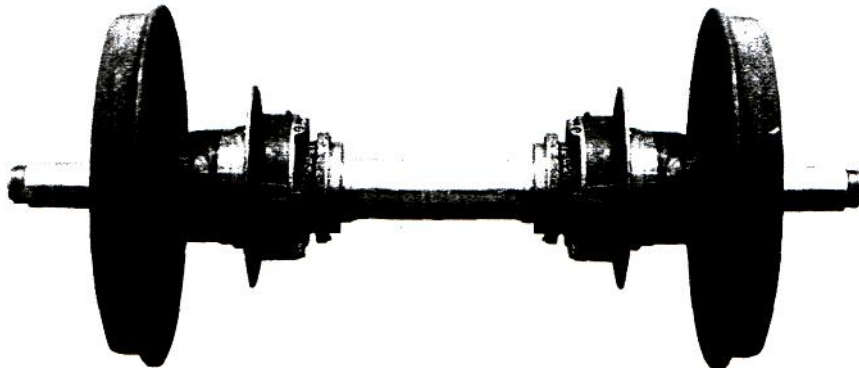


Рис. 11.1. Розсувна колісна пара конструкції «Уралвагонзаводу»

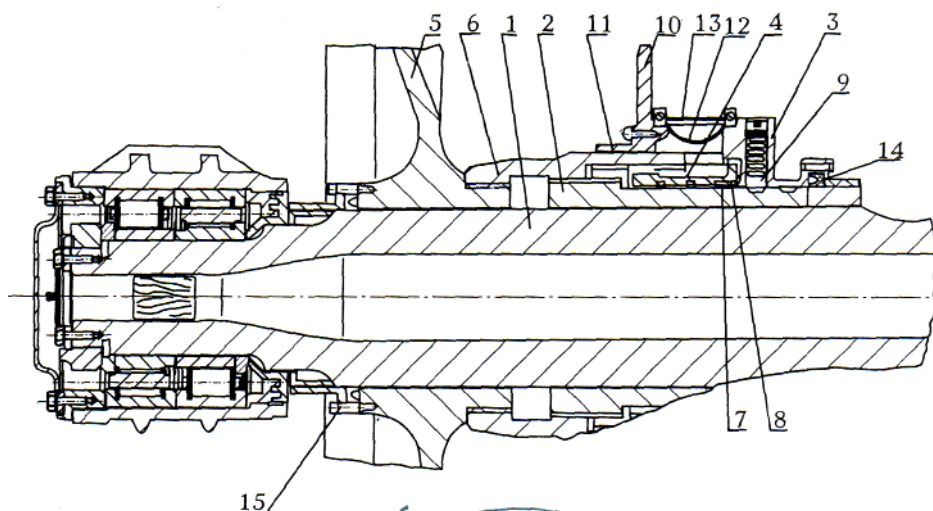


Рис. 11.2. Варіант РКП з рідким мастилом:

- 1 – вісь; 2 і 6 – шліцьові втулки; 3 – фіксуєчий пристрій;
- 4 – замкова муфта; 5 – колесо; 7 – упорне кільце;
- 8 – замкове кільце; 9 – фіксатори; 10 – відтискний диск;
- 11 – напрямна; 12 – компенсатор; 13 – кожух;
- 14 і 15 – манжети

Всі елементи колісної пари, які взаємодіють через тертя, омиваються рідким мастилом (автотракторним мастилом), яке забезпечує антикорозійний захист і створює надійні масляні клини між контактуючими поверхнями шліцьового з'єднання, а

також між колесом і віссю. Мастило заливається в порожнину, що утворюється корпусом фіксатора, шліцьовою втулкою (6), компенсатором (12), колесом і віссю. Компенсатор (12) захищено від механічних ушкоджень кожухом (13). Заправлення мастилом виконується при встановлюванні коліс на колію 1435 мм. Для виключення можливості витікання мастила на торцях корпусу фіксатора й відтискного диска, а також із зовнішнього боку маточини колеса встановлюються манжетні ущільнення (14, 15).

Конструкція тангенційно-осьового замка на той час була новою. У ній було застосовано евольвентне шліцьове з'єднання силових деталей з великою площею контакту, спроможною витримувати значні динамічні навантаження. Термічно оброблені контактуючі поверхні й наявність мастила повинні були забезпечити тривалий термін служби РКП з тангенційно-осьовим замком. Кінематична схема замка являє собою косозубе шліцьове з'єднання. Для блокування рухливості застосовується замкова муфта.

При проходженні РКП через перевідну ділянку кожен відпускний диск відводиться напрямними у напрямку середини осі, витягуючи із зачеплення замкову муфту до упора її шліцьових зубів у кінець 7. Рухома шліцьова втулка отримує можливість переміщення по шліцах нерухомої втулки 2. При цьому колеса відводяться напрямними рейками перевідного пристрою і встановлюються на потрібну ширину колії. Після чого замкові муфти переміщуються у зворотному напрямку і замикають шліцьові втулки 6 і 2. Забезпечується міцне з'єднання коліс з віссю.

Колійний перевідний пристрій складається з двох силових рейок та двох контррейок, які укладено із зазором між ними. Він дорівнює ширині гребеня колеса. Рейки кріпляться до шпал жорстко. З кожного боку перевідного пристрою виконано напрямні, які служать для вимикання – увімкнення замків коліс при проходженні колісної пари.

Напрямні жорстко закріплені на шпалах і мають пристрої для регулювання їхнього положення відносно голівок рейок. Для переведення колодок на перевідному пристрої встановлено напрямні, які також жорстко закріплено на шпалах. Загальна довжина перевідного пристрою становить 12,5 м. Максимальна

розрахункова швидкість руху вагонів з РКП перевідним пристроєм складає 10 км/год.

Оригінальну конструкцію РКП було запропоновано болгарським інженером Миколою Гайдаровим [10]. Будову такої колісної пари подано на рис.11.3. Кожне колесо (1) через підшипники кочення (2) змонтовано на рухомій гільзі (3) Гільзи з колесами попарно встановлені на загальній нерухомій порожнистій осі (4) і фіксуються від зсувів щодо осі зубчастим механізмом (5), який навантажено рамою візка (6). Колеса розсувної колісної пари даної конструкції обертаються відносно *нерухомої осі незалежно одне від одного.*

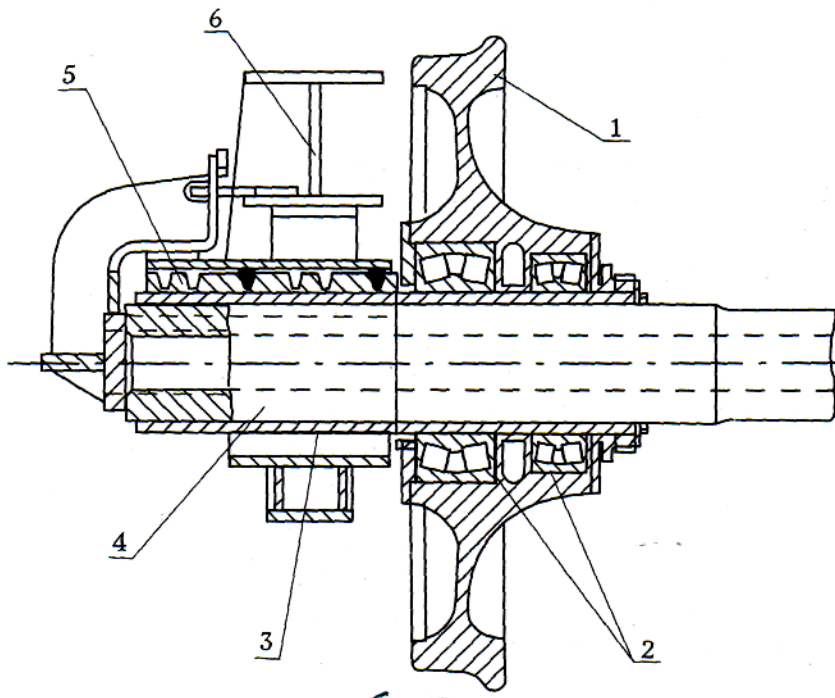


Рис.11.3. Колісна пара Н. Гайдарова:

1 – колесо; 2 – підшипники кочення; 3 – гільза; 4 – вісь;
5 – зубчастий механізм; 6 – рама візка

Такими РКП обладнано візки типу У-25. Для переходу вагонів з однієї колії на іншу використовується спеціальний колійний перевідний пристрій – стенд рольгангового типу. При русі вагона через нього спочатку відбувається розвантаження коліс і розфіксація колісних гільз. Далі рейковими напрямними колеса встановлюються на потрібній відстані одне від одного.

При виході візка із перевідного стенда колеса з гільзами фіксуються на осі у новому положенні під вагою брутто вагона.

Інші конструктивні особливості має польська система автоматичного переходу вагонів з колії одного стандарту на колію іншого стандарту “Suw 2000”. Колісна пара системи “Suw 2000” показана на рис.11.4. До її складу входять такі елементи: рухома вісь 1, два колеса 2 на ковзній посадці, механізм блокування 3, буксовий вузол 4 типової конструкції, зовнішній 5 та внутрішній 6 кожухи для захисту з'єднання колеса з віссю, опорне кільце 7, контргайка 8.

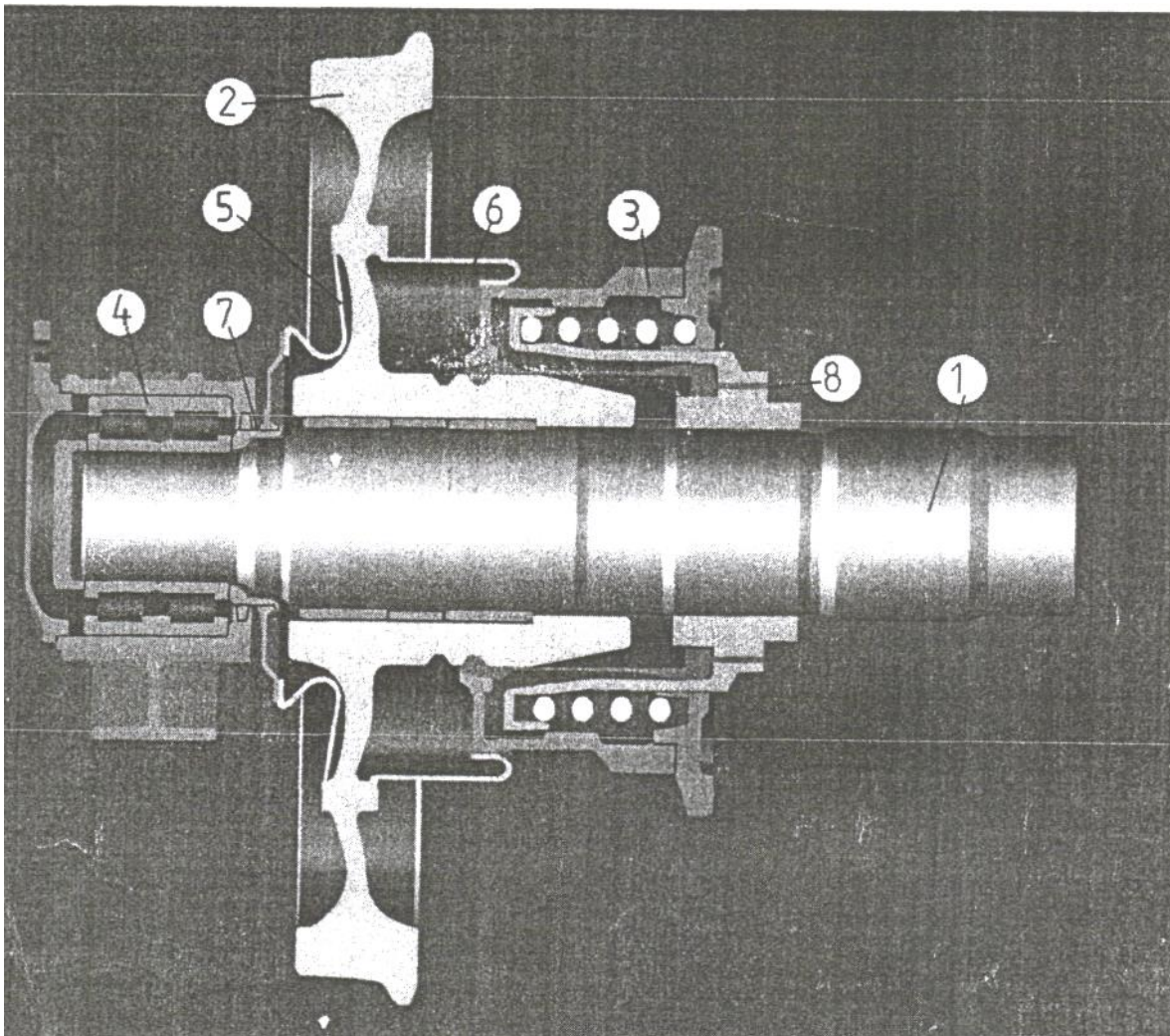


Рис.11.4. РКП системи “Suw 2000”

Власне механізм блокування та його складові деталі наведено на рис.11.5.

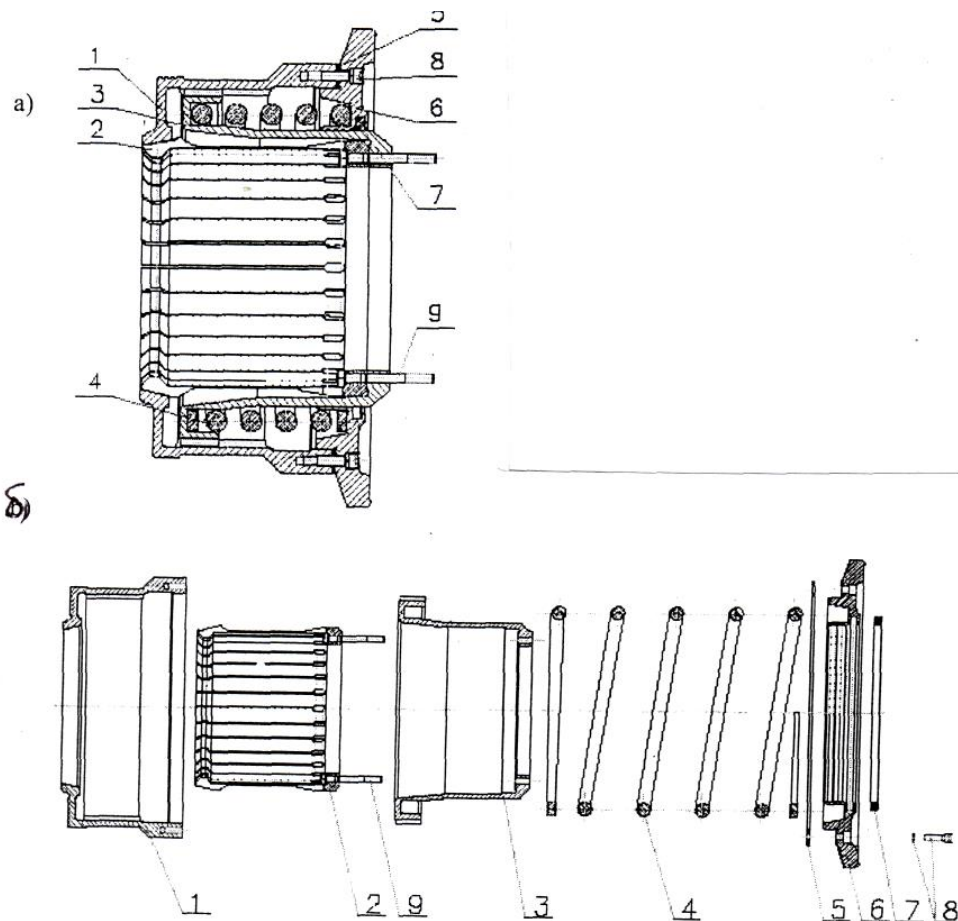


Рис. 11.5. Конструкція механізму блокування:

1 – блокувальна втулка; 2 – розтискувальна втулка; 3 – внутрішня втулка; 4 – пружина; 5 – регулювальна шайба; 6 – фланець; 7 – ущільнення; 8 – складальний болт

На рис. 11.5, а механізм блокування у зібраному стані, а на рис. 11.5, б – всі деталі у послідовності його складання.

Фази процесу перебудови колісних пар системи “Suw 2000” при переході з колії 1435 на колію 1520 мм демонструє рис. 11.6. На першому етапі заблоковані колеса вкочуються гребенями на жолобчасті рейки. Далі у контакт з відблокувальною рейкою вступає фланець механізму блокування лівого колеса. При цьому відбувається відблокування лівого колеса, а праве колесо, залишаючись заблокованим, виконує функції ведення колісної пари. Звільнене таким чином ліве колесо жолобчастою рейкою відводиться у положення, яке відповідає колії 1520 мм, тобто переміщається на половину різниці у ширині колій.

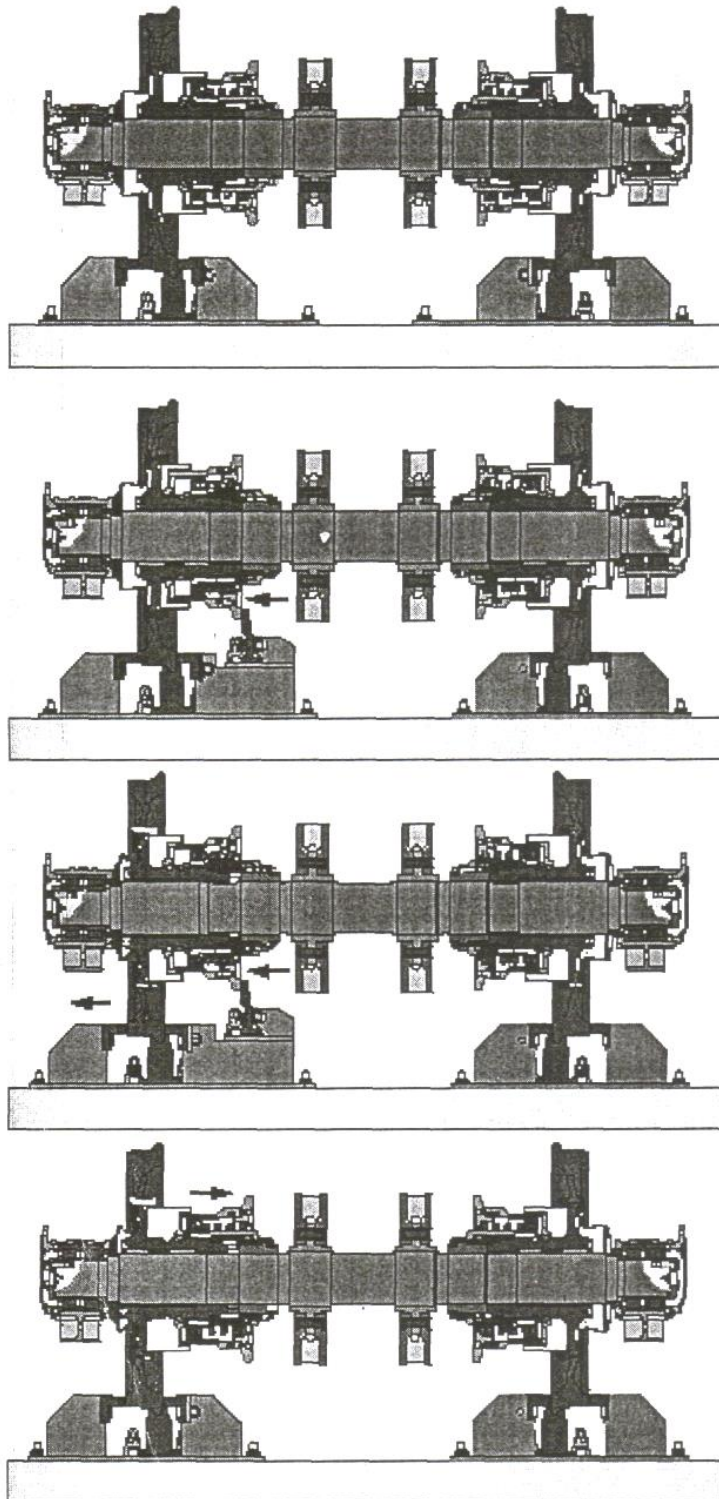


Рис. 11.6. Фази зміщення ширини розташування коліс на
перевідному пристрої під час переходу із колії 1435 на колію
1520 мм

У цей час фіксуючий механізм перебудовується на нове
розміщення лівого колеса, і при виході колісної пари із зони

взаємодії з відблокувальною рейкою здійснюється блокування лівого колеса. Далі фази зміни положення правого колеса на осі колісної пари повторюються так само, як це відбувалося для лівого колеса.

Колісні пари системи “Suw 2000” пройшли серію випробувань як в лабораторних, так і в натурних умовах. Після тривалих експлуатаційних випробувань у складі візків пасажирських і вантажних вагонів вони були демонтовані. Огляд і технічні вимірювання показали, що елементи механізмів блокування практично не мали зносу. За результатами комплексних випробувань, колісні пари системи “Suw 2000” допущено до експлуатації на мережі залізниць.

Практичне використання РКП “Suw 2000” знайшли у пасажирських вагонів поїздів за маршрутом Варшава – Вільнюс та Краків – Київ.

12. Створення конструкцій вантажних вагонів нового покоління

Як показує виконаний у розд. 8 аналіз стану вантажних вагонів, більшість їх типів характеризується недостатньою експлуатаційною ефективністю. Вони за своїми техніко-економічними характеристиками не відповідають сучасним вимогам щодо надійності, довговічності та ремонтпридатності, тому що проектуються і будуються на старій елементній базі.

Створення рухомого складу нового покоління варто визнати перспективним напрямком технічного переозброєння залізниць.

Загальним завданням поповнення парку вантажного рухомого складу вагонами нового технічного рівня є [10]:

- зниження собівартості перевезень масових вантажів за рахунок збільшеної вантажопідйомності, місткості і надійності вагонів;
- формування попиту на швидкісні перевезення вантажів залізничним транспортом із забезпеченням цілості й гарантованих термінів доставляння вантажів;

- підвищення транспортної й екологічної безпеки залізничних перевезень.

Типаж парку вантажних вагонів повинен відповідати структурі вантажопотоку. Під завантаження треба використовувати універсальні і спеціальні вагони, які найбільшою мірою відповідають властивостям вантажу, забезпечують його схоронність, механізоване завантаження і розвантаження з мінімальними втратами матеріалів на кріплення, є екологічно безпечними. Пріоритетного розвитку набуває *спеціалізований* рухомий склад. Проте його типаж та чисельність повинні бути техніко-економічно обґрунтовані.

Високих експлуатаційно-технічних характеристик вагонів нового покоління передбачається досягати насамперед шляхом конструкційних удосконалень їхніх ходових частин.

У ближній перспективі вантажні вагони будуть експлуатуватись зі швидкостями руху 120 – 140 км/год і осьовим навантаженням 245 кН (25 тс).

Динамічні характеристики, що задовольняють вимоги безпеки руху, таких вагонів насамперед залежать від конструкції *ходових частин*.

Новий вітчизняний візок моделі 18-7020 у порівнянні з серійним моделі 18 – 100 має значно поліпшені експлуатаційні параметри. Вони зумовлені наявністю у ньому окремих удосконалених частин: буксовий вузол з конічними підшипниками, безззорні пружно-каткові ковзуни, клинова система гасника коливань з уретановими елементами.

Як впливає з результатів численних досліджень вертикальної динаміки вагонів, поліпшенню їхніх динамічних характеристик сприяє зниження жорсткості ресорного підвішування. Цього можна домогтися завдяки застосуванню гнучкіших пружин, причому для одержання білінійної характеристики підвішування дворядні пружини можуть виготовлятися різновисокими.

Внутрішні пружини ресорних комплектів коротші від зовнішніх. Тому жорсткісна характеристика підвішування білінійна, тобто складається з двох ділянок – при навантаженні до вмикання внутрішньої пружини працює тільки зовнішня, таким чином, загальна жорсткість підвішування візка дорівнює сумі

жорсткостей внутрішньої та зовнішньої пружин. При прогині понад 30 мм у роботу включаються внутрішні пружини, тоді загальна жорсткість підвішування візка збільшується на сумарну жорсткість внутрішніх пружин.

Статичний прогин ресорного підвішування візка з білінійною жорсткістю збільшується для порожнього вагона на 15 мм (майже на 30 %). Це забезпечує збільшення критичної швидкості вагона.

Створення ходових частин вантажного рухомого складу нового покоління для перспективних умов експлуатації пов'язано з необхідністю внесення змін їх конструкційної схеми. Один з ефективних напрямків робіт щодо удосконалення структурної побудови конструкцій ходових частин – це внесення у вузли поєднання несучих елементів додаткових пружних і пружно-дисипативних зв'язків. На основі результатів досліджень стійкості руху вантажних вагонів з ходовими частинами різних структурних схем було запропоновано систему додаткових зв'язків для візків зі складеними рамами. Зокрема рекомендовано поєднати бокові рами пружними поперечними зв'язками; опори бокових рам на буксові вузли зробити пружними; забезпечити рухомість надресорної балки щодо бокових рам у всіх напрямках; суттєво знизити жорсткість ресорного підвішування у поперечному горизонтальному напрямку.

Для вивчення впливу додаткових зв'язків на динамічні характеристики ходових частин вантажних вагонів при підвищених швидкостях руху в Росії на Уральському вагонобудівному заводі було виготовлено експериментальні зразки візків за оригінальною конструкційною схемою. Цим візкам було присвоєно умовний номер 50.100.

Загальний вигляд візка типу 50.100 подано на рис. 12.1. Візок типу 50.100 містить дві бокові рами (1), які встановлено через пружні (гумові) прокладки (2) на циліндричні букси (3) колісних пар (4). У центральному прорізі боковини встановлено ресорні комплекти (5). На ресорні комплекти спирається надресорна балка (6), на верхній частині якої розміщено підп'ятник і пружно-фрикційні ковзуни (8) з регульованим зусиллям попереднього стискання пружин. У кінцевих частинах надресорної балки встановлено фрикційні гасники коливань

постійного тертя у вигляді підпружинених башмаків, які призначено для гасіння горизонтальних коливань надресорної будови вагона.

Кінці бокових рам (боковин) візка з'єднані між собою двома гнучкими стрижнями (9), що встановлені паралельно осям колісних пар. Кожний стрижень закріплено на одній боковині жорстко за допомогою гайки (10), а на другій – рухомо, на ковзній посадці. Причому жорстке і рухоме кріплення кінців стрижнів розташоване по діагоналі у плані. Дані стрижні створюють пружне поворотальне зусилля, величина якого пропорційна поздовжньому відносному переміщенню боковин. Таким чином, за допомогою поперечних зв'язків бокових рам, виготовлених у вигляді гнучких стрижнів, створюється опір так званому забіганню боковин. Необхідна згинальна жорсткість стрижнів забезпечується добором їх параметрів на підставі результатів попередніх розрахунків.

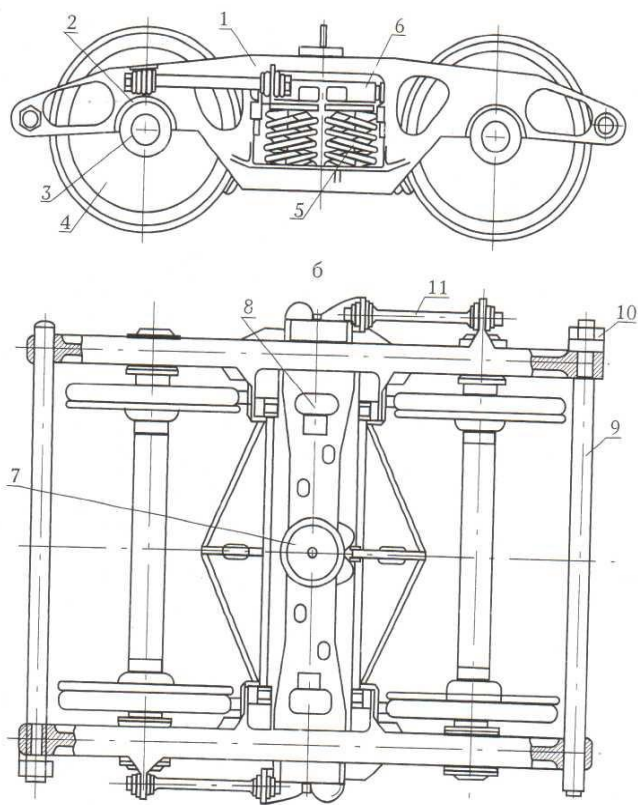


Рис. 12.1. Візок типу 50.100: 1 – бокова рама; 2 – буксова прокладка; 3 – буксовий вузол; 4 – колісна пара; 5 – ресорний комплект; 6 – надресорна балка; 7 – підп'ятник; 8 – ковзун; 9 – стрижень; 10 – гайка; 11 – тягові повідки

Надресорна балка по кінцях з'єднана з кожною боковиною додатковими зв'язками у вигляді тягових повідків (11), на зразок таких, що використовуються у візках пасажирських вагонів типу КВЗ-ЦНИИ. Ці зв'язки разом з пружинами ресорного підвішування утримують надресорну балку в центральному положенні.

Всі розглянуті заходи щодо удосконалення конструкції ходових частин вантажних вагонів базуються на незмінній концепції – зберігається несиметричний спосіб розподілення навантаження на вісь візка. Несиметричне відносно колеса навантаження (зовнішнє по відношенню до коліс розміщення буксових вузлів) має ряд недоліків. Відбувається помітне згинання осі з поворотом коліс в площині згинання. При збільшенні швидкості і величин навантаження, в свою чергу, з'являється значний динамічний фон (підвищуються циклічні амплітуди напружень, рівень розхитування рухомого складу при резонансних швидкостях, зносів, поперечних мікрозсувів у “плямі” контакту колесо-рейка). Усунути цю властивість якими-небудь модернізаціями практично неможливо.

Динамічний фон негативно впливає на взаємодію візка і кузова, візка і рейкової колії, бокової рами і колісної пари, надресорної балки і ресорної підвіски. Виникаюча при цьому висока чутливість до незначних відхилень в утриманні колії та рухомого склад свідчить про нестійкість систем.

Окрім того, конструкційна схема візка не відповідає головному принципу роботи залізничного екіпажа – експлуатаційна живучість та безпека. Одиначна відмова особливо відповідального елемента візка, наприклад злом шийки осі колісної пари, однозначно призводить до важких наслідків.

У зв'язку з цим дуже привабливою для вчених і спеціалістів (Германії, Росії) є інша конструкція, яка оснований на створенні візка принципіально нової схеми. Конструкційно-силовою особливістю її є симетричний спосіб розподілення статичного навантаження. Варіант візка з симетричним навантаження показаний на рис. 12.2.

На вісь колісної пари 1 навантаження передається через 4 буксових вузли (дві зовнішні 3 та дві внутрішні 4 букси). Кожна з букс може мати по одному підшипнику. При такій конструкційній схемі навантаження на букси від боковини симетричні відносно колеса. А центр прикладання рівнодіючої сили обпирання надресорної балки на бокову раму і середня лінія кочення колеса знаходиться в одній площині.

Дуже важлива перевага такого способу передачі навантаження – найбільше прогинання осі зменшується значно, поворот колеса в площині згинання виключається повністю. Завдяки цьому ліквідується спектр несприятливих динамічних ефектів, зменшуються чутливість системи колесо – рейка до незначних відхилень в утриманні її, значно збільшується ресурс ходових частин.

До того ж при зломі боковини у перерізі буксового прорізу або шийки осі аварія поїзда не відбудеться за рахунок властивості статично невизначених систем (такою є боковина нової конструкції) перерозподіляти навантаження між тими трьома елементами, що залишились, як додатковими зв'язками з запасом міцності. Візок перейде в *передвідмовний* стан.

Як правило, для втілення названої нової технічної ідеї в реальну конструкцію необхідно попередньо виконати відповідний обсяг експериментальних досліджень.

Із збільшенням осьових навантажень вагонів і зростанням інтенсивності експлуатації вантажних вагонів ще більшої гостроти може набути проблема зношування важливих деталей візка – *коліс*. Необхідні заходи, спрямовані на підвищення їх зносостійкості.

Треба частково ліквідувати велике розходження за твердостями коліс і рейок. Твердість колії істотно поступається твердості рейок – близько 250 НВ у коліс проти 420 - 450 НВ у рейок. В Україні і в Росії ведуться роботи щодо використання відповідних матеріалів для виготовлення коліс з твердістю на рівні 350 - 400 НВ.

Розробляється нова конструкція коліс з *криволінійним диском*. Таке колесо має ряд переваг. Криволінійний диск при навантаженні працює як мембрана. Внаслідок цього суттєво знижується динамічне навантаження на шийку осі, буксовий

вузол, колію; залишається незмінною відстань між внутрішніми гранями коліс при довготривалому колодковому гальмуванні. Ці колеса розраховані на осьове навантаження до 245 кН.

Заслуговує на увагу і питання щодо застосування коліс зменшеного діаметра. Для деяких спеціалізованих вагонів, наприклад, для перевезення автопоїздів, негабаритних вантажів, через малу величину осьового навантаження це рішення доцільне.

Значна частина ушкоджень вагонів обумовлена наднормативними поздовжніми ударними силами, які виникають при маневрових співударяннях, а також у поїздах при перехідних режимах руху. Нерідко ці динамічні сили бувають неадекватними можливостям типових ударно-поглинальних пристроїв автозчепів вантажних вагонів – пружно-фрикційних апаратів типу Ш-1-ТМ, Ш-2-В, ПМК-110 А. Недоліками їх є низька стабільність силових характеристик, імовірність заклинювання, недостатня енергоємність при номінальній силі удару, що передається на вагон.

Для вагонів нового покоління ведуться досить активно пошуки нових технічних рішень щодо амортизаторів ударів. Відомі розробки, коли в якості амортизаторів, поглинаючих енергію ударних навантажень на вагон, використовувались високоефективні гідравлічні та гідрогазові пристрої.

Але вони не набули широкого використання у вантажних вагонах через велику складність конструкції і, головне, ненадійність в експлуатації.

Аналіз умов експлуатації показує, що значно відрізняються вимоги до поглинаючих апаратів вантажних вагонів залежно від виду вантажів, що перевозяться. Для вантажів великої вартості і чутливості до ударних динамічних навантажень доцільно забезпечити більш надійний захист вагона від дії поздовжніх сил та прискорень. Вибір поглинального апарата для вагона, призначеного для перевезень небезпечних вантажів, повинен здійснюватись з урахуванням їх можливого впливу на навколишнє середовище.

Такий підхід до розроблення та створення поглинальних апаратів вантажних вагонів нового покоління здійснюється останніми роками.

Так, починаючи з 2007 р., нові вагони, що не перевозять небезпечні вантажі, обладнуються новими полімерно-фракційними апаратами типу ПМКП-110 класу Т1. Цей амортизатор (рис. 12.3) створений на базі серійного апарата ПМК-110 А, пружини якого замінені на *полімерні* елементи. Використання полімерного блока підвищує повноту й енергоємність силових характеристик амортизатора. Це досягається за рахунок підвищення жорсткості підпільного комплексу, що дозволяє зменшити напрямні кути клинної системи і відповідно стабілізувати процеси тертя.

Окрім того, демпфівальні властивості полімерів значно зменшують фрикційні автоколивання, що супроводжують ударне стискування.

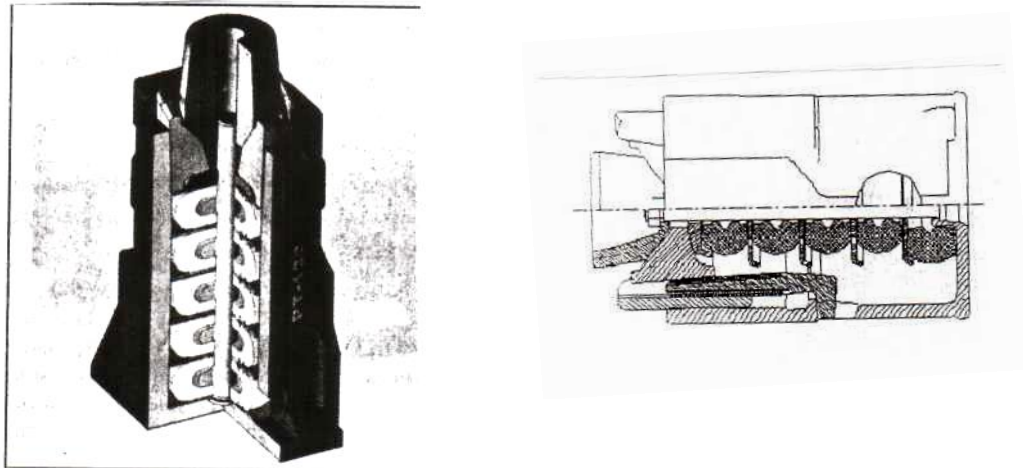


Рис. 12.3. Поглинальний апарат ПМКП-110 класу Т1

Перспективними вважаються так звані *еластомірні* поглинальні апарати. Еластомір – об’ємно стискувальний високов’язкий полімер.

До експлуатації на залізницях 1520 мм допущено еластомірний апарат фірми КАМАХ типу 73ZW. Однією з істотних переваг апарата типу 73ZW перед пружинно-фрикційними поглинальними апаратами є порівняно велика його енергоємність при низькій кінцевій силовій дії, яка передається на конструкцію вагона. Позитивною особливістю цього апарата є те, що він не допускає заклинювань.

Випробування показали, що еластомірні поглинальні апарати типу 73ZW у 2...2,5 рази ефективніші, ніж серійні пружно-фрикційні апарати, до того ж мають високі показники надійності. З урахуванням цього, апарати типу 73ZW рекомендовано для обладнання вагонів-цистерн, призначених для перевезень скраплених газів та інших небезпечних хімічних речовин.

Для протиударного захисту спеціалізованого рухомого складу, а також пасажирських вагонів польськими й українськими спеціалістами розроблено поглинальні апарати типів EPU-1 і EPU-2 з еластомірними амортизаторами. На рис. 12.4 подано загальний вигляд подібного апарата, який складається з корпусу (1), виконаного у формі суцільної втулки з глухим дном, і двох послідовно розміщених еластомірних амортизаторів (2 і 3) різної енергоємності. Зусилля від автотчепу до амортизаторів передається через упорну плиту (4). Параметри еластомірних амортизаторів добираються у такий спосіб, щоб одержати необхідну силову характеристику поглинального апарата.

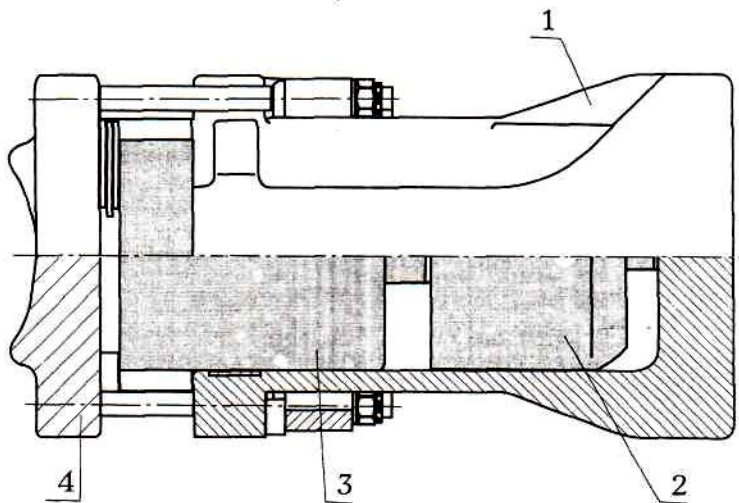


Рис. 12.4. Еластомірний поглинальний апарат: 1 – корпус;
2 і 3 – амортизатори; 4 – упорна плита

Фрикційно-еластомірний амортизатор ПМКЕ – 110 класу Т2 (рис. 12.5) розроблений на базі серійного апарата ПМК-110К-23, підпiрно-зворотні пружини якого змінені еластомірним амортизатором 1 (вставкою). Для перетікання еластоміру із

камери стиснення 2 в камеру розширення 3 і в зворотному напрямку передбачено кільцевий зазор між поршнем штоку і корпусом вставки та отвори дросельні у поршні. Відновлення апарата після удару здійснюється під дією тиску на плунжер об'ємностиснутого еластоміру.

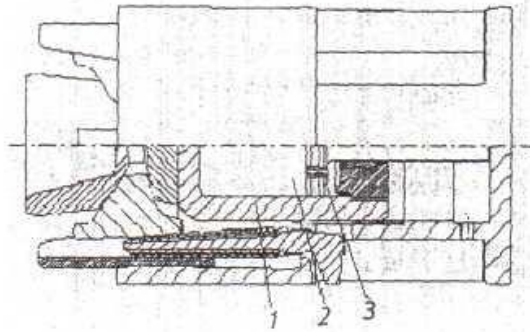


Рис. 12.5. Еластомірний апарат класу Т2

Брянським державним технічним університетом разом з ВНИИЖТ та АТ "БМЗ-Вагон" розроблено еластомірний поглинальний апарат типу ЕПА – 120 класу Т3. Принципова відмінність цього апарата полягає у тому, що його корпус об'єднано з тяговим хомутом, що дало змогу створити додатковий резервуар для еластоміру. Збільшення у 1,5 рази об'єму для еластомірного матеріалу призвело до зниження у 1,5...2 рази робочого тиску в камерах апарата. Це у свою чергу знизило вимоги до механічних властивостей використовуваних сталей, поліпшило експлуатаційні характеристики апарата, підвищило його надійність.

Необхідно також підвищити міцність і зносостійкість корпусів автозчепів й елементів зчіпних приладів. При цьому треба мати на увазі, що міцність автозчепу не може перевищувати міцності хребтової балки. Підвищення міцності будь-якого вагонного вузла не повинно бути самоціллю і зашкоджувати міцності елементів вагона, більш важливих з погляду безпеки руху.

У перспективі необхідно повернутися до розроблень міжвагонних зв'язків з автоматичним сполученням повітряних, а за потреби, й електричних комунікацій. Практичного значення

набувають розроблення пристроїв, які б запобігали наповзанню вагонів при аваріях, а також зчіпних приладів без зазорів і з новим механізмом зчеплення, що виключало б саморозчеплення вагонів.

ВНИИЖТ (Росія) та ПО “УВЗ” розроблено автозчіпний пристрій напівжорсткого типу СА – 4 з новим механізмом зчеплення, який унеможливує саморозчеплення вагонів у поїздах. Новий механізм забезпечує більш надійну роботу за рахунок неможливості випередження включення запобіжника.

Для підвищення міцності шарнірного з’єднання корпусу автозчепу з тяговим хомутом воно виконано зі збільшеним радіусом контакту клина з перемичкою хвостовика. З метою запобігання можливості падіння автозчепу на колію використовується розчіпний важіль з двома ланцюжками. Передбачено також автоматичне з’єднання гальмових рукавів при зчепленні вагонів (боковий повітропровід). Запропоновано приварні упори автозчепного пристрою. Вони у порівнянні з клепаними конструкціями забезпечують рівномірне розподілення навантаження на хребтову балку кузова.

Із зростанням вантажопідйомності вагонів, швидкостей руху понад 120 км/год, збільшенням маси поїздів настає потреба в удосконаленні *гальмівних систем* з метою підвищення їхньої ефективності та безвідмовності. Необхідно продовжити розробки й освоєння виробництва протиюзових пристроїв і швидкісних регуляторів гальмівного натиснення, які виключають випадки заклинювання коліс, скорочують гальмівний шлях, підвищують швидкості поширення гальмівної хвилі, прискорюють процеси попуску, зменшують зношування гальмівних колодок і небезпеку теплового ушкодження коліс.

При розробленні автоматичних гальм для вантажних вагонів нового покоління передбачається забезпечити стабільність гальмівного натиснення та рівномірний розподіл гальмівних сил на візки та вагони у цілому за рахунок ***розміщення гальмівних циліндрів і важільної передачі безпосередньо на візках***, а також використання авторежимів підвищеної надійності та їхнього раціонального розташування.

Розміщення гальмівних циліндрів безпосередньо на візку дозволить звільнити підвагонний простір від гальмового

обладнання та скоротити до мінімуму регулювання гальмової важільної передачі.

На поодиноких типах вагонів, наприклад для швидкісних перевезень у складах маршрутних поїздів, доцільно використовувати електропневматичні гальма. Крім того, для швидкісних модифікацій візків необхідно розробити варіанти встановлення дискових гальм.

Пневматична частина гальмівної системи повинна мати мінімальну кількість нарізних з'єднань, підвищену щільність і вібростійкість. Всі болтові кріплення пристроїв необхідно виконувати з нормованим затягуванням і надійним стопорінням від самовідгвинчування. Для гальмівних магістралей бажане використання безшовних труб. Підвищення теплопровідності та стабільності характеристик гальмівних колодок для вантажних вагонів можливе за рахунок застосування принципово нових матеріалів.

Розроблено пристрій контролю цілості гальмової магістралі поїзда по радіоканалу з функціями гальмування з хвоста одночасно з головною частиною. Ця система істотно підвищить безпеку руху за рахунок безперервного контролю тиску в магістралі хвостової частини поїзда і зменшення поздовжніх сил у складі при гальмуванні, дозволить не допускати розривів поїздів через непопуск гальмів у хвостовій частині.

Експлуатаційна ефективність вантажного вагона значною мірою залежить від стану *кузова*. Це найбільш матеріалоемна частина вагона (50 – 60 % загальної маси вагона у порожньому стані).

До кузовів вагонів нового покоління постає, насамперед, вимога *підвищити міцність* та *корозійну стійкість* листового прокату та профілів за рахунок використання нових марок сталей. Це дозволить зменшити масу тари вагона і відповідно збільшити масу вантажу, скоротити витрати на поточний ремонт кузова в експлуатації та при планових видах ремонту. Основні несучі конструкції кузовів у цілому, повинні працювати без оздоровлення весь період між капітальними ремонтами.

Рівень міцнісних властивостей вуглецевих та низьколегованих сталей з межею плинності (текучості) 300-350 МПа, які нині застосовуються у вагонобудуванні,

недостатній для створення вагонів перспективного типу. Тому необхідне освоєння нових марок сталей з межею плинності 400-450 МПа при забезпеченні необхідності в'язкості, технологічності та зварюваності.

Прикладом може служити перспективна нержавіюча сталь аустенітного класу марки Н 400. Вона характеризується високою міцністю, яка навіть зростає при великих деформаціях у холодному стані. Сталь добре зварюється. Її хімічна стійкість така, як у відомої нержавіючої сталі марки 4301. Але значна частка цінного нікелю в ній замінена марганцем і азотом. Металоконструкція вагона із цієї сталі поглинає енергію в 2,5 рази більшу, ніж із низьколегованої сталі. При цьому строк служби кузовів складає 30-40 років.

Прогресивною вважається сталь, яка легована азотом на базі технології карбонітридного зміцнення марок 15 ХСАФ, 14 ХГ2САФД. Важливою перевагою сталей з карбонітридним зміцненням є сукупність у них високої статичної та циклічної міцності, холодостійкості, зносостійкості.

Починаючи з 80-х рр. минулого століття, у зарубіжному вагонобудуванні (США, Канада, Германія, Швеція) проявляється тенденція поступової заміни сталей алюмінієвими сплавами і полімерами, армованих скловолокном. Для алюмінієвих сплавів характерна підвищена корозійна стійкість, можливість експлуатації конструкції без фарбування і нанесення захисних покриттів, мала об'ємна маса, висока питома енергоємність.

Матеріалами ХХІ ст. вважаються композиційні матеріали, оскільки вони міцніші за сталі і легші за алюмінієві сплави. Композити складаються із полімерної, керамічної основи (матриці) і армуючих її наповнювачів із волокон. Склопластики армовані скляними волокнами, а основою є поліуретан або полівінілхлорид. Склопластики використовуються для виготовлення кузовів у США та Канаді.

Як уже зазначалось, фрикційний гасник коливань візка моделі 18 – 100 практично не амортизує динамічні зусилля поздовжнього напрямку, що передаються на п'ятниковий вузол кузова. Для покращення роботи п'ятникового вузла та зменшення зносу п'ятників і підп'ятників використовується *полімерна прокладка* (рис. 12.6) як циліндричний вкладиш у підп'ятник.

Зовнішній діаметр прокладки – 297 мм, діаметр отвору під шкворень – 90 мм, товщина – 7,5 мм.

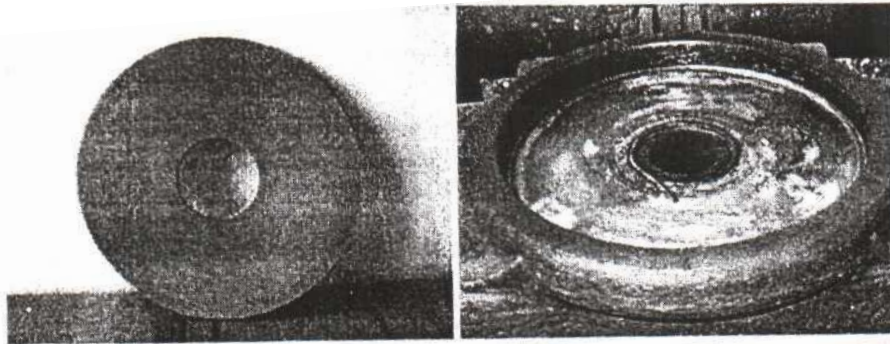


Рис. 12.6. Полімерна прокладка п'ятникового вузла

Більшість зазначених новітніх розробок акумульовано в конструкції піввагона нового покоління моделі 12-7023-01, який розроблено ВАТ “Крюківський вагонобудівний завод”

Цей універсальний піввагон у порівнянні з серійним має такі особливості:

- двовісний візок нового покоління моделі 18 – 7020;
- використання сталей підвищеної міцності для елементів кузова. Хребтова балка, нижня обв'язка, стояки бокових стін – сталь 12Г2ФД (клас міцності 375 – 390); шкворневі і проміжні балки рами, каркас торцевих стін і їх обшивка – сталь 10ХСНД (клас міцності 390); обшивка бокових стін, кришки розвантажувальних люків – сталь 10ХНДП (клас міцності 345);
- наплавлені зварювальним дротом СВ-12Х15Г2 у середовищі аргону тягові поверхні великого та малого зубців корпусу автозчепу і робочі замикаючі поверхні замка механізму;
- поглинальні апарати збільшеної енергоємності класу Т1;
- приварні передні та задні упори автозчіпного пристрою.

Промислова партія піввагонів моделі 12-7023-01 з 2007 р. проходить широкомасштабні експлуатаційні випробування.

Складними є і завдання щодо створення вантажних вагонів для міжнародних перевезень у форматі колій 1520/1435 мм, які отримали умовну назву “Схід – Захід”. Проте у межах даного посібника їх розглянути нема можливості.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Конструирование и расчет вагонов / Под ред. В.В. Лукина. – М.: УМК МИС России, 2000. – 727 с.
2. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Под ред. Л.А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
3. Горбенко А.П. Вагоны (розрахунки): Конспект лекцій. – Харків, 2000. – 42 с.
4. ГОСТ 9238-83. Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 19 с.
5. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
6. Расчет вагонов на прочность / Под ред. Л.А. Шадура. – М.: Машиностроение, 1978. – 432 с.
7. Коломийченко В.В., Беспалов Н.Г., Семин Н.А. Автосцепное устройство подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
8. Шевченко П.В., Горбенко А.П. Вагоны промышленного железнодорожного транспорта. – Киев: Вища школа, 1980. – 224 с.
9. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм. Альбом-справочник 002 И-97 ПКБ-ЦВ. – М.: ПКБ ЦВ, 1998. – 283 с.
10. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем. – Київ: Юнікоп-Прес, 2001. – 342 с.
11. Правила эксплуатации, пономерного учета и расчетов за пользование грузовыми вагонами собственности других государств. – Киев: Укрзалізниця, 1996. – 57 с.
12. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. – Киев: Наукова думка, 1972. – 198 с.
13. Анисимов П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов // Железнодорожный транспорт. – 1999. – № 6. – С. 38-42.
14. Павленко А.П. Бимодальный транспорт // Бизнес Информ. – 1995. – № 17-18. – С. 25-28.

15. Положення про класифікацію транспортних подій на залізничному транспорті та метрополітенах. – Київ: Міністерство транспорту України, 2002. – 6 с.

16. Вериго М.Ф. Динамика вагонов. – М.: Транспорт, 1981. – 176 с.

17. Інструкція з технічного обслуговування букс, обладнаних касетними конічними підшипниками. – Київ: ТОВ“ВД Мануфактура”, 2007. – 43 с.

