



**Українська державна академія
залізничного транспорту**

А. П. Горбенко, І. Е. Мартинов

Конструювання та розрахунки вагонів

Навчальний посібник



Харків 2007

УДК 629.45/46.075

Горбенко А.П., Мартинов І.Е. Конструювання та розрахунки вагонів:
Навчальний посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 150 с.

ISBN 978-966-7593-80-3

У навчальному посібнику описані основні функціональні частини вантажних та пасажирських вагонів, сучасна структура вагонного парку та напрямки її удосконалення. Докладно розглянуті методики визначення техніко-економічних параметрів вагонів, перевірки вписування проектованого вагона в заданий габарит рухомого складу. Наведені класифікація та розрахунки навантажень, що діють на конструкцію вагонів.

Висвітлюються конструкційні особливості колісних пар, буксових вузлів, ресорної підвіски вагонів та розрахунки їх показників.

Іл. 79, табл. 9, бібліогр.: – 35 назв.

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (№1.4/18-Г-558 від
18.04.07)*

А.П. Горбенко – вступ, розділи 1, 2, 3, 4;

І.Е. Мартинов – розділи 5, 6, 7.

Під загальною редакцією А.П. Горбенка

Рецензенти:

А.В. Донченко (директор УкрНДІВ),
Н.С. Брайковська (проректор КУЕТТ),
доц. Л.А. Мурадян (ДНУЗТ)

© Українська державна академія
залізничного транспорту, 2007

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. СТРУКТУРА ВАГОННОГО ПАРКУ	9
1.1. Основні функціональні вузли вагонів	9
1.2. Класифікація вагонів.....	13
1.3. Типаж пасажирських та вантажних вагонів	15
1.4. Процес створення нових вагонів.....	31
2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	34
2.1. Основні параметри вагона та їх значення	34
2.2. Вантажопідйомність, тара, осність	34
2.3. Питомий об'єм та питома площа	35
2.4. Лінійні розміри.....	38
2.5. Навантаження від колісної пари на рейки, погонне навантаження на колію	41
2.6. Коефіцієнти тари.....	44
2.7. Особливості техніко-економічних параметрів пасажирських вагонів	45
3. ГАБАРИТИ. ВПISУВАННЯ ВАГОНА В ГАБАРИТ	47
3.1. Загальні знання про габарити. Класифікація габаритів рухомого складу	47
3.2. Розрахунки вписування проєктованого вагона в габарит	55
3.2.1. Будівельний обрис вагона.....	55
3.2.2. Визначення вертикальних розмірів будівельного обрису вагона.....	55
3.2.3. Визначення горизонтальних розмірів будівельного обрису вагона.....	57
3.2.4. Проєктний обрис вагона. Його розміри	65
3.2.5. Вертикальні та горизонтальні габаритні рамки.....	65
3.2.6. Алгоритм вписування вагона в габарит	67
4. НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ МІЦНІСТЬ ВАГОНІВ	68
4.1. Загальні положення оцінки міцності вагонів	68
4.2. Розрахункова схема конструкції вагона	69
4.3. Характеристика навантажень вагона. Розрахункові режими	71

4.4.	Визначення навантажень, що діють на вагон.....	73
4.4.1.	Вертикальні навантаження	73
4.4.2.	Бокові навантаження	75
4.4.3.	Поздовжні сили.....	80
5.	КОЛІСНІ ПАРИ ВАГОНІВ	83
5.1.	Призначення і основні вимоги до колісних пар.....	83
5.2.	Класифікація і розвиток колісних пар	83
5.3.	Конструкція вагонних осей	88
5.4.	Конструкція вагонних коліс	93
5.5.	З'єднання колеса з віссю	97
5.6.	Розрахунок вагонної осі спрощеним методом	101
6.	БУКСОВІ ВУЗЛИ ВАГОНІВ	105
6.1.	Призначення букс.....	105
6.2.	Букси з роликівими підшипниками	106
6.3.	Розрахунок роликівих підшипників.....	121
7.	РЕСОРИ, ПРУЖИНИ І ГАСИТЕЛІ КОЛИВАНЬ	126
7.1.	Призначення і різновиди ресор, пружин і гасителів коливань.....	126
7.2.	Конструкція ресор.....	127
7.3.	Конструкції гвинтових пружин.....	132
7.4.	Пружні властивості та силові характеристики пружин	135
7.5.	Розрахункові навантаження, матеріали і напруження, що допускаються.....	139
7.6.	Гасителі коливань	140
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	150

ВСТУП

Залізниці часто називають сталевими артеріями, підкреслюючи цим їх важливу роль в економіці країни. Залізничний транспорт України посідає важливе місце у транспортно-дорожньому комплексі та 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 посідають 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% від загальної мережі залізниць електрифіковано. А електротягою виконується 82,7% (за станом на 01.2006 р.) перевезень. Собівартість перевезень електротягою у 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.

Ефективність роботи залізниць, безпека руху поїздів, забезпечення обсягу перевезень вантажів та пасажирів значною мірою визначаються технічним станом вагонного парку. Для підтримання його високого технічного рівня в сучасних умовах необхідно впроваджувати нові високоефективні конструкції вантажних і пасажирських вагонів, використовувати прогресивні технології на основі механізації та автоматизації процесів при проектуванні, побудові та експлуатації вагонів.

У зв'язку з цим підвищуються вимоги до якості підготування спеціалістів для вагонобудівної промисловості та вагонного господарства залізниць.

Сучасний спеціаліст повинен грамотно вирішувати питання, що пов'язані зі створенням ефективних конструкцій вантажних, рефрижераторних, пасажирських вагонів. Він повинен знати будову та функціональне значення вузлів та обладнання вагонів; володіти методами проектування і розрахунків деталей, вузлів агрегатів, оцінки напруженого стану конструкції, розрахунків показників надійності.

Дисципліна «Вагони» (конструювання та розрахунки вагонів) – базова дисципліна для вивчення інших спеціальних дисциплін. Вона служить основою для отримання глибоких знань за вибраною спеціальністю «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту».

1. СТРУКТУРА ВАГОННОГО ПАРКУ

1.1. Основні функціональні вузли вагонів

Для нормальної діяльності залізничного транспорту необхідні відповідний розвиток та взаємозв'язок усіх його галузей. Вагонне господарство є однією із головних галузей залізничного транспорту. А основою цього господарства, безперечно, є вагонний парк – сукупність усіх вагонів.

Вагоном називається одиниця залізничного рухомого складу, що призначена для перевезень вантажів і пасажирів. Хоча вагонний парк складається із великої кількості різних вагонів, кожний вагон має загальні основні функціональні частини (вузли). До них відносяться **кузов, ходові частини, автотягачний пристрій** (ударно-тягові прилади) і **гальмове обладнання**.

Кувов – основна частина вагона, яка опирається на ходові частини (візки) і призначена для розміщення вантажу чи пасажирів з багажем. У більшості вагонів нижньою частиною кузова є **рама** (рис. 1.1). Це головний несівний елемент конструкції, що сприймає визначальні навантаження та забезпечує міцність і експлуатаційну надійність вагона в цілому. Рама виготовляється у вигляді системи повздовжніх та поперечних (ортогональних) балок, жорстко зв'язаних між собою. На рамі розташовані ударно-тягові пристрої та частина гальмового обладнання. Окрім рами, до складу конструкції кузова, у загальному випадку, входять бокові стіни (перпендикулярні до рами), торцеві стіни (перпендикулярні чи нахилені), підлога, дах.

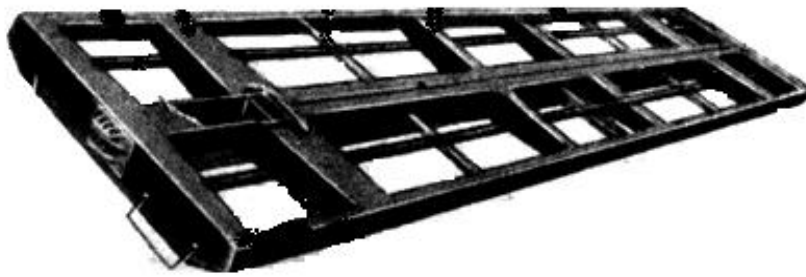


Рис.1.1. Рама вагона (типова конструкція)

Деякі типи вагонів мають свої характерні конструкційні особливості кузова. Так, у піввагонів відсутній дах, а підлогу утворюють кришки розвантажувальних люків чи металеві листи. У платформ замість бокових і торцевих стін передбачені бокові і торцеві борти невеликої висоти, які шарнірно (не жорстко) зв'язані з рамою. Характерною конструкційною формою кузовів цистерн є котел – замкнутий резервуар циліндричної чи іншої конфігурації.

Взагалі, усі кузова мають пристрої, необхідні для забезпечення схоронності вантажу, що перевозиться, чи комфорту пасажирів. У пасажирського вагона кузов має вікна, двері і відповідне внутрішнє обладнання (системи енергозабезпечення, опалення, вентиляції, освітлення, водозабезпечення, кондиціонування повітря, дивани для лежання чи сидіння, багажні полиці).

Ходова частина ("рухомий фундамент" вагона) – комплекс пристроїв і деталей вагона, на які спирається кузов і які забезпечують спрямований безпечний рух по рейковій колії з необхідною плавністю та найменшим опором руху.

Пристрій, на який спирається один кінець кузова вагона, носить назву **візка** (рис. 1.2).

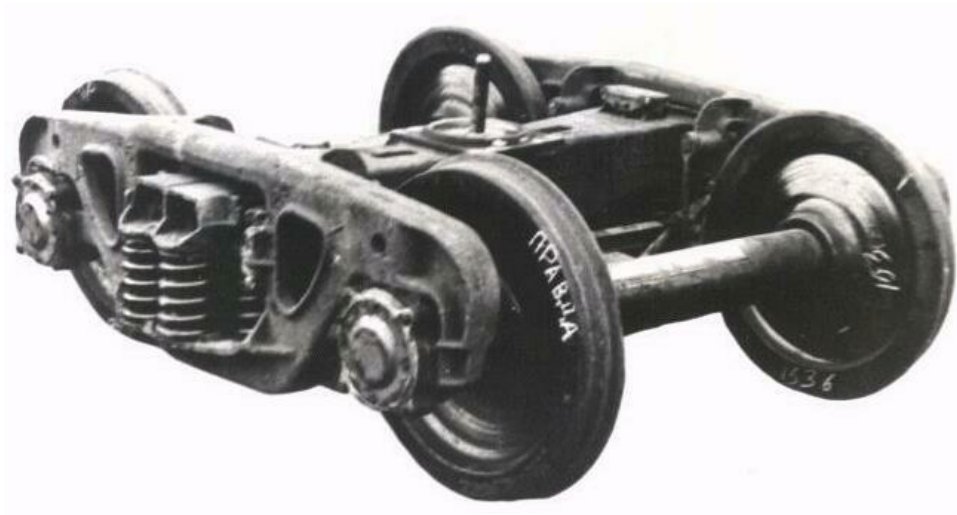


Рис.1.2. Візок вантажного вагона

Візок об'єднує дві чи більше колісних пар з буксовими вузлами, має раму, надресорну (з'єднувальну) балку. На рамі візка кріпляться деталі гальмового обладнання та ресорна підвіска (рис. 1.3). Завдяки ресорній підвісці зменшується динамічна дія колії на вагон та вагона на колію.

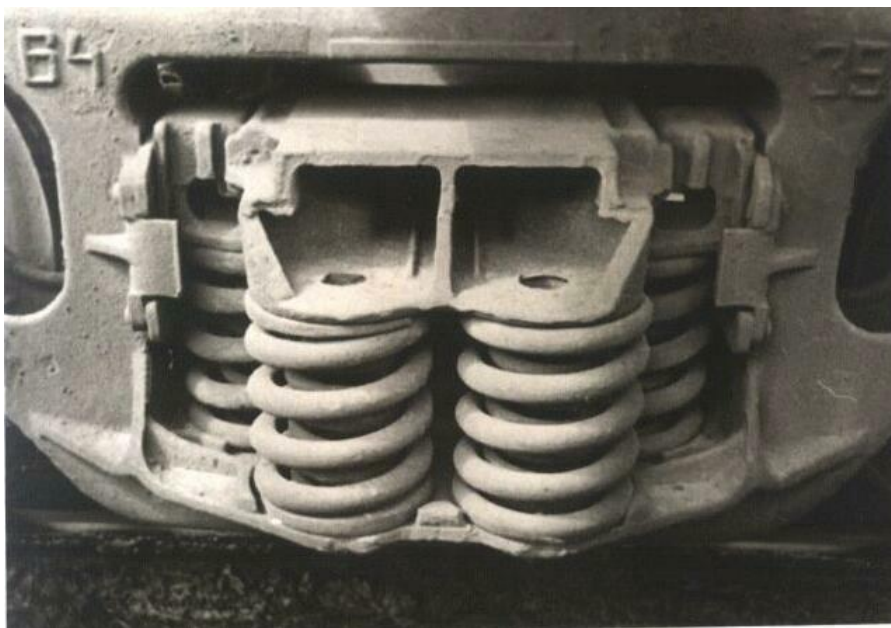


Рис.1.3. Ресорне підвішування

Автозчепний пристрій вагона (рис. 1.4) – комплекс вузлів і деталей, призначений для автоматичного зчеплення вагонів; утримання їх на певній відстані один від одного; передавання та амортизування повздовжніх розтягувальних та стискувальних зусиль, що діють на вагон під час руху у поїзді і під час маневрів, співударяння вагонів при розпусканні їх із сортувальної гірки; безпечного розчеплення вагонів (виключаючи знаходження виконавця у міжвагонному просторі).

Гальмовий пристрій (рис. 1.5) – комплекс пристроїв, призначений для здійснення штучного опору для руху вагона з метою регулювання швидкості руху, зупинення вагона, а також утримання його на стоянці.

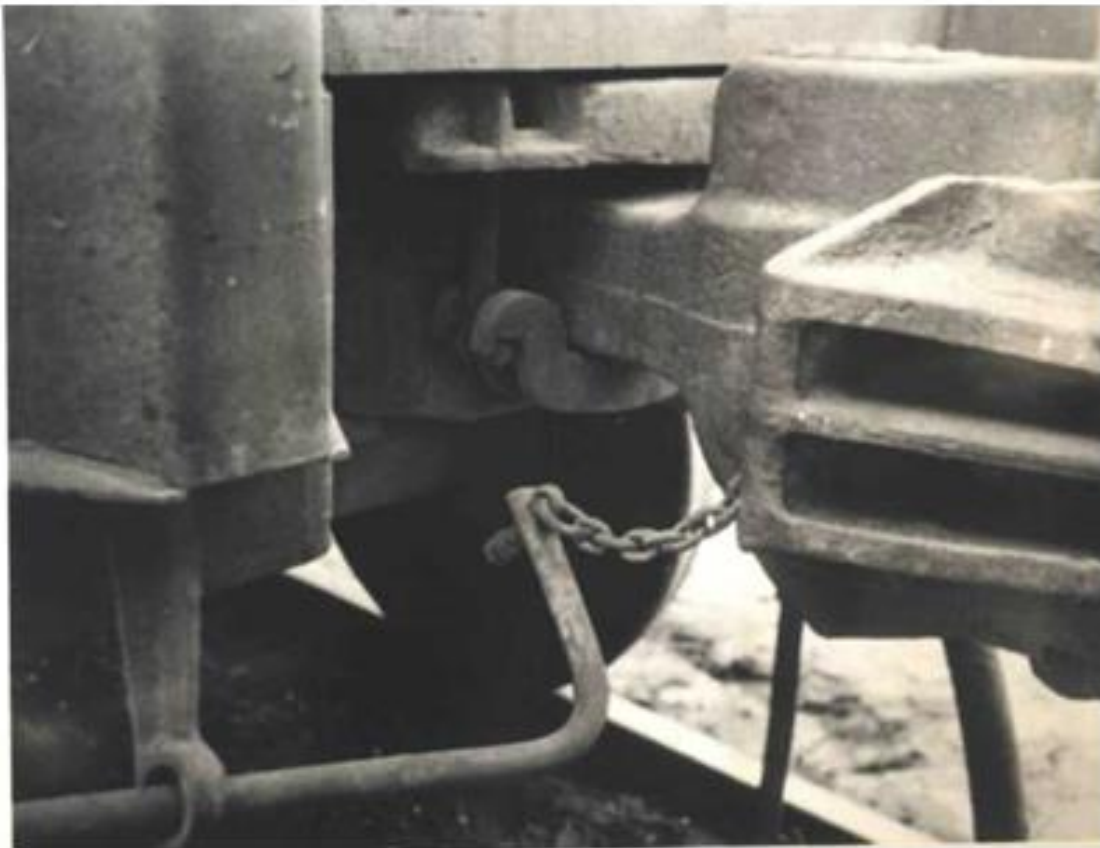


Рис.1.4. Автозчеп вагона

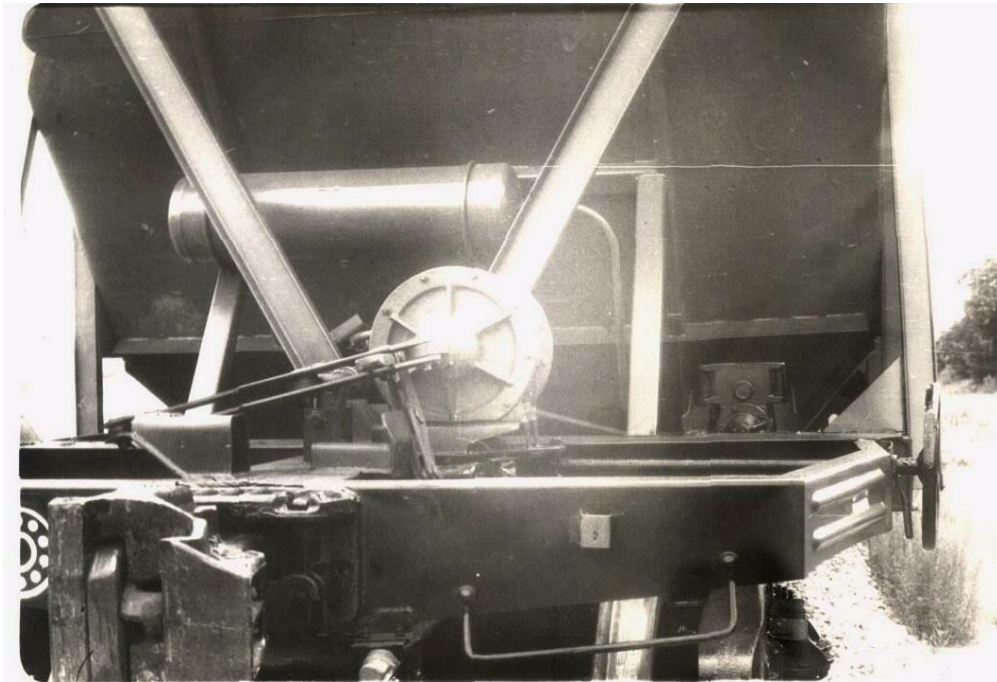


Рис.1.5. Гальмовий пристрій

Сучасні вагони обладнані автоматичними гальмами. Їх управління здійснюється дистанційно. Це вагонне гальмо автоматично спрацьовує під час розриву поїзда чи саморозчеплювання вагонів. Автоматичні гальма приводяться в дію з локомотива, а у випадку необхідності також із вагона (стопкраном). За способом управління вони розділяються на пневматичні та електричні.

На вагоні є і стоянкове гальмо. Воно призначено для утримання вагона на стоянці і приводиться в дію обслуговуючим персоналом.

1.2. Класифікація вагонів

Сучасний парк вагонів характеризується великою різноманітністю їх типів та конструкцій (близько 200). Це зумовлено необхідністю задовольнити різні вимоги при перевезеннях:

- захист окремих вантажів від атмосферного впливу;
- збереження якості швидкопсувних вантажів;
- попередження пошкоджень крихких вантажів;

- забезпечення відповідного комфорту пасажирів;
- можливість механізації та автоматизації технологічних операцій при складанні вагона, завантажувально-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.

За своїм призначенням вагони діляться на дві основні групи – *вантажні* та *пасажирські*. Залежно від способу переміщення вагони бувають *самохідні* і *несамохідні*.

Самохідні вагони, інколи їх називають автовагонами, мають для пересування власну енергетичну установку (автомотриси, дизель-поїзди, рейкові автобуси) чи отримують енергію від контактної мережі (вагони електропоїздів, метро).

Переміщення несамохідних вагонів здійснюється локомотивами (електровозами, тепловозами, газотурбовозами та ін.).

Характерною ознакою є *умови експлуатації*.

Тут вагони розділяються на магістральні, промислового та міського транспорту.

Магістральні вагони призначені для перевезення пасажирів та вантажів в основному на залізницях Укрзалізниці та інших країн (СНД, Східної та Західної Європи, Азії).

Вагони *промислового транспорту* експлуатуються на внутрішніх коліях промислових підприємств. Якщо вагони промислового транспорту задовольняють вимогам, що притаманні магістральним вагонам, то при узгодженні з Укрзалізницею вони можуть експлуатуватись без обмежень (або з деякими обмеженнями) і на магістральних залізницях.

Вагони *місцевого транспорту* забезпечують перевезення пасажирів або вантажів по міських, а в окремих випадках – приміських залізничних коліях.

Важливою ознакою є *осність* вагона (кількість колісних пар у ньому).

Пасажирські вагони будуються чотиривісними. Вантажні вагони – чотири-, шести-, восьми- та багатовісні.

Основу парка вантажних вагонів складають і будуть складати чотиривісні вагони. У порівнянні з багатовісними вагонами вони мають більш просту, компактну, зручну в обслуговуванні і ремонтпридатну конструкцію. Їх характеризують і кращі показники матеріалоемності, трудомісткості виготовлення та технічного обслуговування в експлуатації.

До того ж при впровадженні нових моделей не потребується заміна завантажувально-розвантажувальних пристроїв та іншої інфраструктури на підприємствах, де вони використовуються. Тенденції використання, головним чином, чотиривісних вагонів та раціонального збільшення їх вантажопідйомності характерні для багатьох країн світу.

Щодо багатовісних вагонів, то питома вага їх у вантажному вагонному парку мала. Наприклад, восьмивісні цистерни і піввагони складають близько 1% від загальної чисельності. Шестивісні піввагони взагалі уже всі виключені із експлуатації через шкідливу дію на верхню будову залізничної колії. Лише незначна кількість шести- та восьмивісних вагонів-самоскидів експлуатується на підприємствах промислового транспорту.

За *шириною колії* вагони діляться на вагони широкої і вузької колії.

Широка колія має відстань між внутрішніми вертикальними гранями рейок 1520 мм (країни СНД, Фінляндія, Латвія, Литва, Естонія) і 1435 мм (європейські країни). Ширина вузької колії 1067, 900 і 750 мм.

1.3. Типаж пасажирських та вантажних вагонів

Пасажирський вагон магістральних залізниць має кузов закритої конструкції (рис. 1.6). У ньому передбачено обладнання, що необхідне для життєдіяльності людини: місця для лежання чи сидіння, системи освітлення, опалення, водопостачання, енергозабезпечення, кондиціонування, санітарно-технічне обладнання.



Рис.1.6. Сучасний пасажирський вагон

Парк пасажирських вагонів Укрзалізниці складається із вагонів для перевезення пасажирів, вагонів-ресторанів, поштових, багажних та спеціального призначення.

Основними виготовлювачами пасажирських вагонів України є Тверський вагонобудівний завод (Росія) та, починаючи з 2002 р., ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (Україна). Вагони Крюківського заводу більше відповідають вимогам сучасних європейських стандартів.

Залежно від дальності перевезень вагони для пасажирів ділять на вагони:

- **дальнього прямування** (з чотири- та двомісними (СВ) купе, некупейні з місцями для лежання) для перевезення пасажирів на великі відстані, включаючи нічний час;

- **місцевого сполучення** (купейні першого класу з місцями для сидіння; відкритого типу другого класу з місцями для сидіння; рейкові автобуси), які призначені для перевезення пасажирів на більш короткі відстані, головним чином, у денний час;

- **приміські** (вагони електро- та дизель-поїздів) для перевезення пасажирів на невеликі відстані в межах приміських зон міст та робочих селищ.

Вагони-ресторани забезпечують харчування пасажирів дальнього прямування. Мають відповідне обладнання: кухня з плитами, комора з холодильними агрегатами, зала для харчування.

Поштові вагони служать для перевезення поштових вантажів (листів, посилок, газет та ін.). Вони мають зали для поштових операцій і приміщення для обслуговуючого персоналу.

Багажні вагони призначені для перевезення багажу пасажирів дальнього прямування, а також багажу, що відправляється пасажирською швидкістю. Ці вагони обладнані завантажувально-розвантажувальними механізмами у спеціальних коморах, санітарно-технічними пристроями для обслуговуючого персоналу.

До **спеціальних пасажирських вагонів** відносяться вагони-лабораторії, вагони-електростанції, службові, охорони праці, санітарні, вагони-виставки, вагони-гаражі у складі поїзда, вагони для спецконтингенту.

На превеликий жаль, пасажирські перевезення в цілому збиткові. Тому прибутки залізниці отримують за рахунок вантажних перевезень. У зв'язку з цим перспективний напрямок технічного переозброєння залізничного транспорту України – створення вантажних вагонів нового покоління з використанням прогресивних технічних рішень.

На сьогодні сформувались ринкові вимоги та підходи до проектування вагонів нового покоління. Вони такі:

- зменшення тари вагона;
- збільшення осьових та погонних навантажень;
- підвищення вантажопідйомності та місткості;
- збільшення швидкості руху і маси поїздів;
- забезпечення транспортної та екологічної безпеки;
- зниження вартості життєвого циклу.

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, ізотеричні 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, окотишів; платформи для перевезення контейнерів, контрейлерів, дерев'яних хлестів, легкових автомобілів; цистерни для кислот, скраплених газів, молока, виноматеріалів, спирту, продуктів хімічної промисловості; вагони-самоскиди (думпкари).

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 у середньому 70%. На залізницях України – близько 40%.

Основні переваги спеціалізації вагонів у порівнянні з універсалізацією такі:

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

Мабуть, єдиним недоліком спеціалізованих вагонів у порівнянні з універсальними є більший порожній пробіг.

За конструкційними особливостями типаж універсальних і спеціалізованих вагонів наступний.

Піввагони призначені для перевезення вантажів, які не потребують захисту від атмосферних явищ (руда, вугілля, лісоматеріали, металопрокат, колісна техніка). Характерна особливість конструкції – відсутність даху. Універсальні піввагони (рис.1.7) мають бокові і торцеві стіни, які розташовані перпендикулярно до рами.

Ці вагони називають ще саморозвантажувальними тому, що їх підлогу утворюють кришки розвантажувальних люків. На фронтах розвантажування кришки відкриваються і шарнірно нахиляються під певним кутом до горизонтального положення у закритому стані.

У спеціалізованих піввагонів з *глухим* кузовом відсутні кришки розвантажувальних люків. Їх підлога являє собою суцільний металевий настил, жорстко з'єднаний з рамою. Такі піввагони частіше використовуються у складі маршрутних поїздів замкнутого напрямку. А розвантаження відбувається за допомогою потужних пристроїв – вагоноперекидувачів.



Рис. 1.7. Універсальний саморозвантажувальний піввагон

Спеціалізовані піввагони типу *хонер* мають нахилені до горизонту торцеві стіни (рис. 1.8), продовженням яких є нижня частина кузова (бункер) у формі зрізаної піраміди. Нижня частина бункера закривається розвантажувальними кришками.

Вони приводяться у дію пневматичним приводом. При розвантаженні використовуються гравітаційні властивості вантажу (агломерату, окатишів).

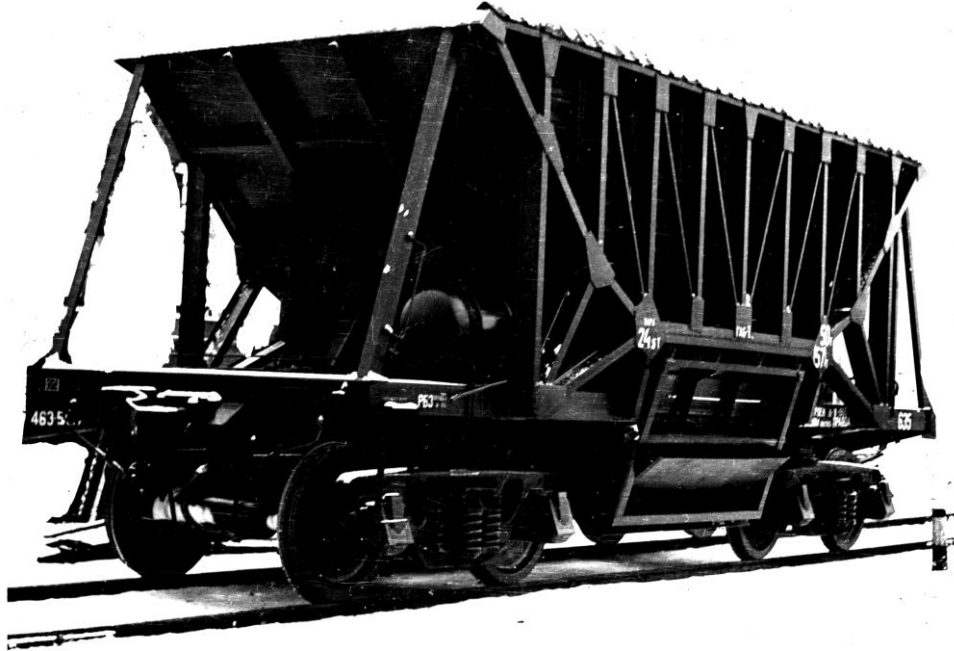


Рис.1.8. Спеціалізований піввагон для перевезення агломерату та окатишів

Криті вагони – для перевезення сипких, поштучних, пакетованих та інших вантажів, які потребують захисту від атмосферних явищ. Специфіка вантажу, що перевозиться, зумовлює конструкційні особливості критих вагонів. Зверху кузов закривається дахом.

Універсальні криті вагони мають у бокових стінах пересувні двері.

Для перевезень цементу, зерна, мінеральних добрив використовуються спеціалізовані вагони-хопери (рис. 1.9, 1.10, 1.11). У цементо- та зерновозів привод люків ручний, у вагонів для мінеральних добрив – пневматичний.



Рис.1.9. Спеціалізований критий вагон-хопер для цементу

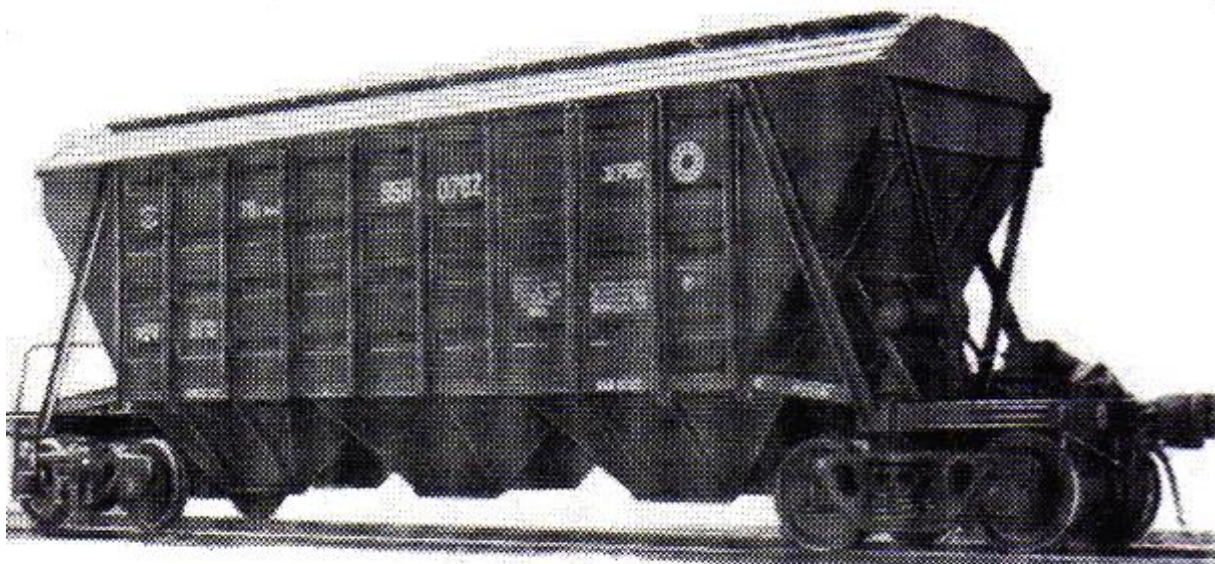


Рис.1.10. Спеціалізований критий вагон-хопер для зерна



Рис.1.11. Спеціалізований критий вагон-хопер для мінеральних добрив



Рис.1.12. Перспективний критий вагон-хопер удосконаленої конструкції

Платформи – для перевезення довгомірних, громіздких, поштучних та інших вантажів, які не потребують захисту від атмосферного впливу.

Характерна особливість кузова **універсальної платформи** (рис. 1.13) – шарнірно зв'язані з рамою повздовжні та торцеві борти невеликої висоти. Настил підлоги комбінований (деревометалевий).

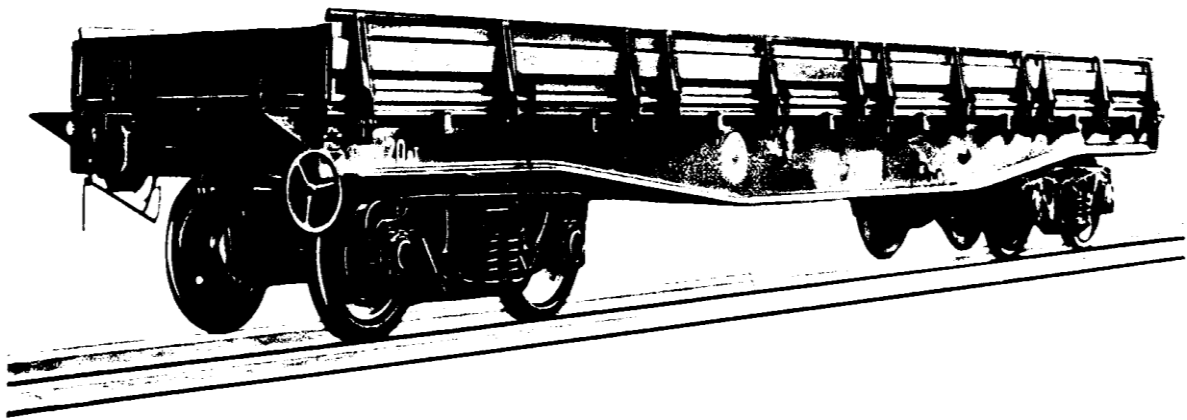


Рис.1.13. Універсальна платформа

У **спеціалізованих платформах для контейнерів** борти та підлога відсутні, а балки рами обладнані спеціальними фіксаторами для кріплення великовантажних контейнерів (рис. 1.14).



Рис.1.14. Спеціалізована платформа для контейнерів

По кутах рами розташовані чотири нерухомих упори-фіксатори, а на поперечних балках рами – шарнірні упори (обертаються на 180°, залежно від робочого чи неробочого положення). Вертикальні фіксатори упорів при закріпленні контейнера входять у фітинги нижньої рами контейнера.

Для *перевезення дерева в хлистах* від ліспромгоспів до деревообробних підприємств побудовані *спеціалізовані платформи* (рис. 1.15 і 1.16). Рама цієї платформи має гофровану металеву підлогу. На бокових балках рами розташовані стояки з поворотними вертикальними кронштейнами у вигляді вигнутих труб. Верхні кінці стояків попарно з'єднані ланцюгами.

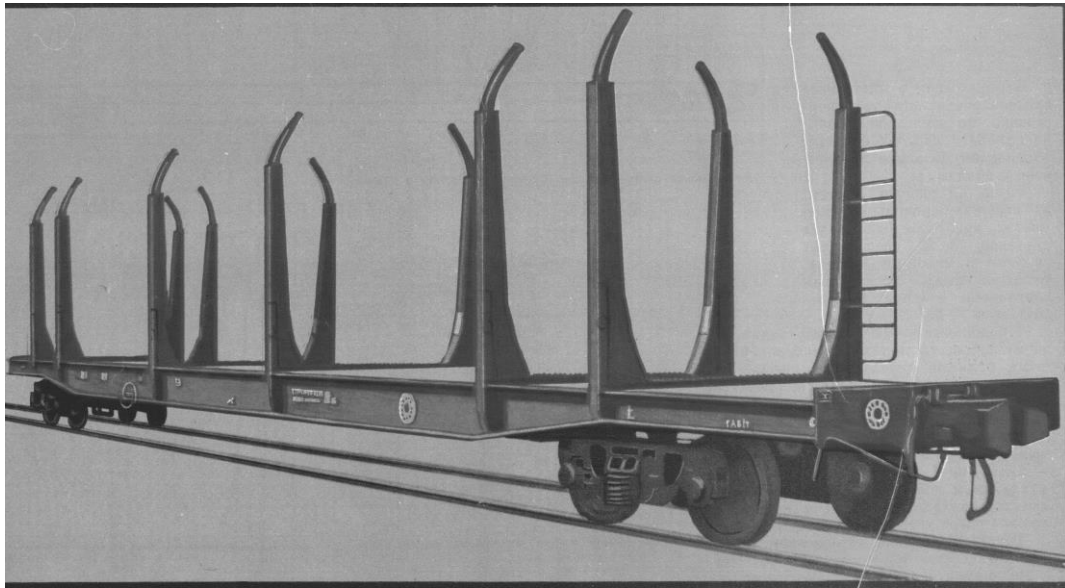


Рис.1.15. Спеціалізована платформа для дерева в хлистах

Спеціалізована платформа промислового транспорту для перевезення шлаку (рис. 1.17) в зрідженому стані від доменних та мартенівських печей, а також сталеплавильних агрегатів до грануляційних установок відноситься до **технологічного рухомого складу** металургійного виробництва. Середня частина рами вигнута вниз для розміщення чаші для шлаку. Чаша – своєрідний знімний кузов шлаковоза – являє собою сталевий відливок у формі зрізаного конуса з переходом у шаровий сегмент у нижній її частині.



Рис.1.16. Спеціалізована платформа для дерева в хлистах у завантаженому стані

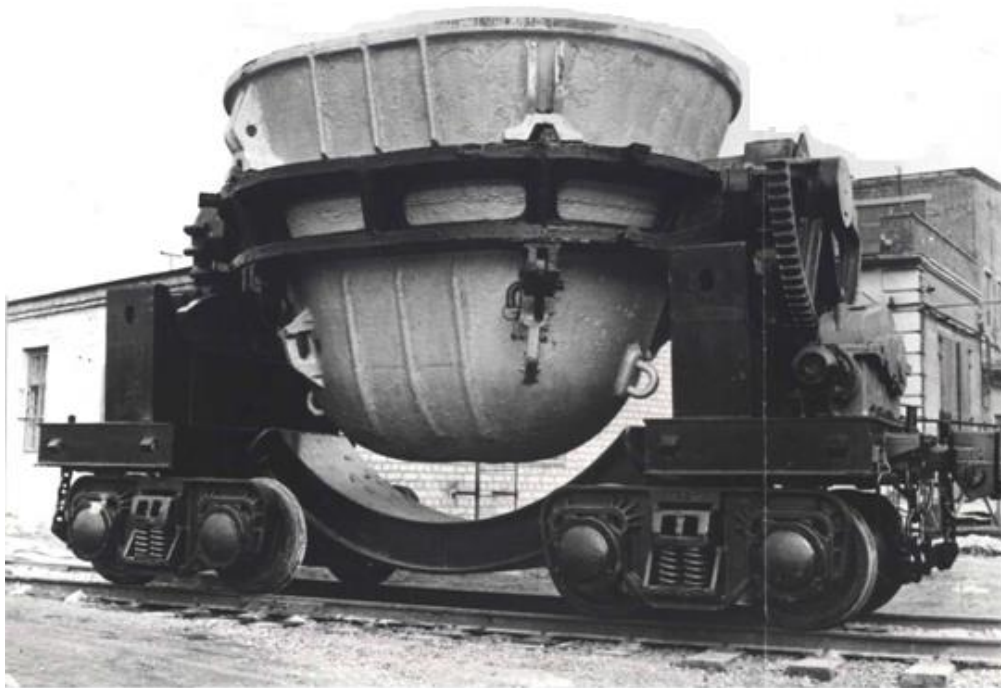


Рис.1.17. Спеціалізована платформа промислового транспорту для перевезення шлаку

Розвантаження шлаковоза здійснюється перевертанням чаші. Для цього передбачений спеціальний механізм: зубчастий сектор на цапфі опорного кільця чаші отримує обертальний рух від потужного електродвигуна, що установлений на рамі платформи.

Вагон-цистерна призначений для перевезення рідин, зріджених газів та деяких сипких порошкоподібних вантажів.

Специфіка вантажів, що перевозяться у цистернах, зумовлює особливу герметичну конструкцію кузова, що називається **котлом**. Котел являє собою резервуар циліндричної форми з випуклими торцевими частинами (днищами) у формі шарових сегментів. Інші вузли цистерни (ходова частина, автозчеп, гальмові пристрої) типові, тобто такі, як у всіх вагонів.

Залежно від вантажу, що перевозиться, цистерни розділяють на дві групи: **загального призначення** і **спеціалізовані**. Окрім того, цистерни загального призначення (рис. 1.18) діляться на цистерни для **темних** (нафта, дизельне паливо, мінеральні мастила) та **світлих** (бензин, керосин, лігроїн) **нафтопродуктів**. Це дозволяє зменшити трудомісткість та тривалість операцій з

очистки котлів перед наливанням вантажу, краще використати вантажопідйомність цистерни при перевезенні вантажів з приблизно однаковою щільністю.

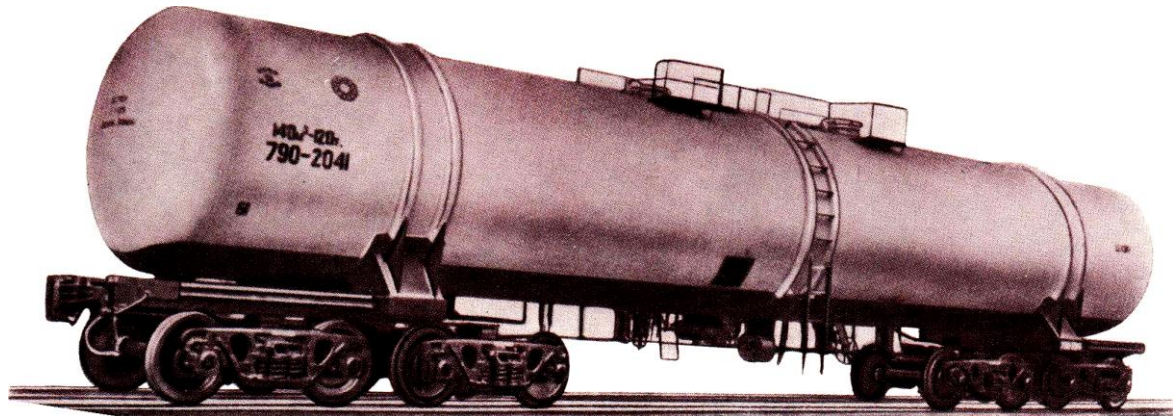


Рис.1.18. Восьмивісна цистерна для нафтопродуктів

До групи *спеціалізованих* цистерн відносяться цистерни для в'язких нафтопродуктів (рис. 1.19) з нижнім підігріванням вантажу перед розвантаженням, широкої номенклатури кислот, зріджених газів (рис. 1.20), молока, спирту, виноматеріалів, кальцинованої соди та інших вантажів.



Рис.1.19. Цистерна для перевезення в'язких нафтопродуктів

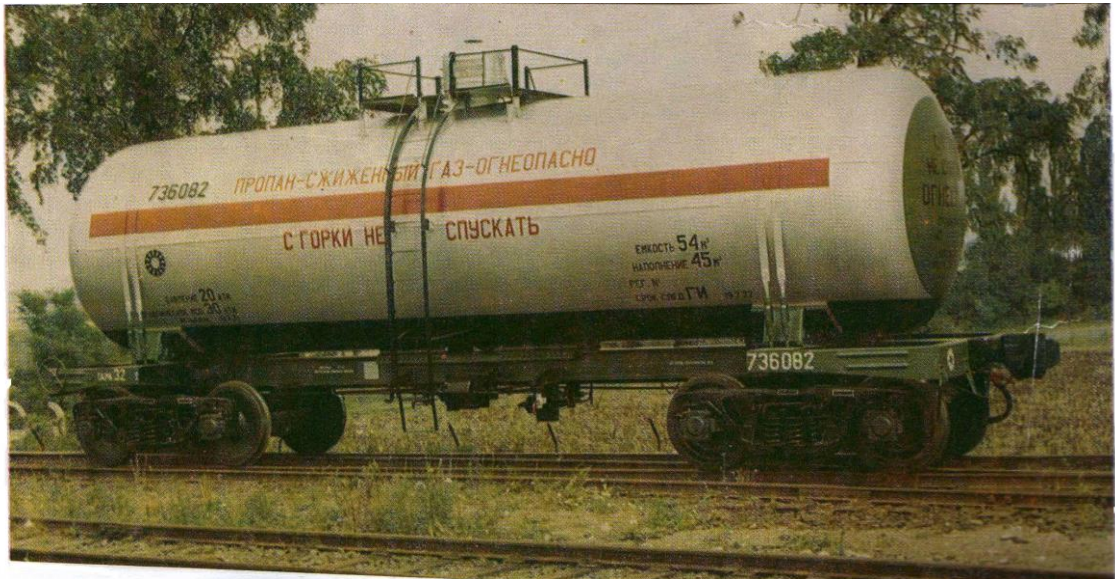


Рис.1.20. Спеціалізована цистерна для перевезення зрідженого газу (пропану)

Цистерни *загального* призначення мають пристрої для наливання рідини зверху котла, а для зливання – знизу котла (зливальні прилади).

Більшість спеціалізованих цистерн (кислотні, газові, молочні, спиртові та ін.) обладнані пристроями для завантаження і розвантаження, що знаходяться у верхній зовнішній частині котла.

Всі спеціалізовані цистерни чотиривісні, а загального призначення – чотири- та восьмивісні.

З метою прискорення обороту цистерн масу рідинного вантажу в них визначають не зважуванням, як для інших вагонів, а замірно-калібрувальним способом. Заміряють рівень рідини в котлі, потім за таблицями калібрування з урахуванням щільності вантажу та калібра цистерни визначають масу вантажу, що перевозиться. Металеві цифри, що позначають калібр цистерни, приварені зовні котла з обох боків.

Ізотермічний вагон призначений для перевезення швидкопсувних вантажів, переважно харчових (м'ясо, риба, фрукти, овочі, консерви), кузов якого теплоізолюваний і може бути обладнаний засобами для створення і підтримання необхідних кліматичних режимів.

Сучасні ізотермічні вагони роблять у вигляді рефрижераторних секцій з холодильною установкою і приміщенням для бригади обслуговування в одному з вагонів. Інші вагони секції використовують для розміщення вантажу.

Згідно з класифікатором (затвердженим у 1988 р.) вантажних вагонів цистерни й ізотермічні вагони відносяться до спеціалізованих.

Вагон-транспортер (рис. 1.21) призначений для перевезення вантажів, які через габаритні розміри чи масу неможливо транспортувати у звичайних вагонах. Це потужні трансформатори, частини турбін, статори і ротори генераторів, станини верстатів, котли.

Особливість конструкції – відсутність кузова, сукупність потужних несучих елементів, багатовісні ходові частини у вигляді зчепів, що утворені декількома об'єднаними візками.

Транспортери за конструкційними ознаками класифікують на групи: платформені, колодязеподібні, зчепні, зчленовані.

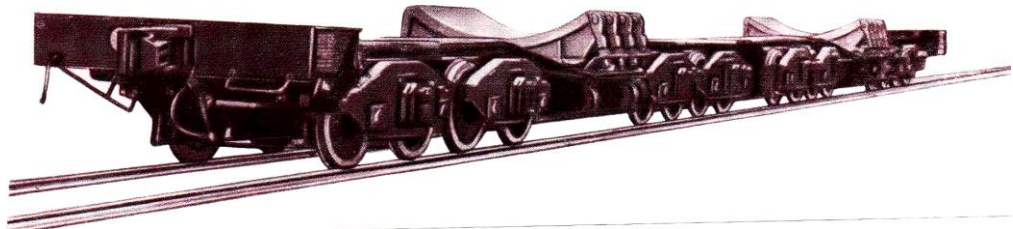


Рис.1.21. Вагон-транспортер шістнадцятивісний

Вагон-самоскид (думпкар) призначений для перевезення, механізованого розвантаження на один чи інший бік сипких та кускових вантажів. Використовуються думпкари, головним чином, на гірничорудних підприємствах та кар'єрних розробках, металургійній, вугільній промисловості – на залізницях промислового транспорту. Допускаються з окремими обмеженнями і для експлуатації на магістральних залізницях.

Основна особливість конструкції – кузов, що нахиляється при розвантаженні (рис. 1.22).

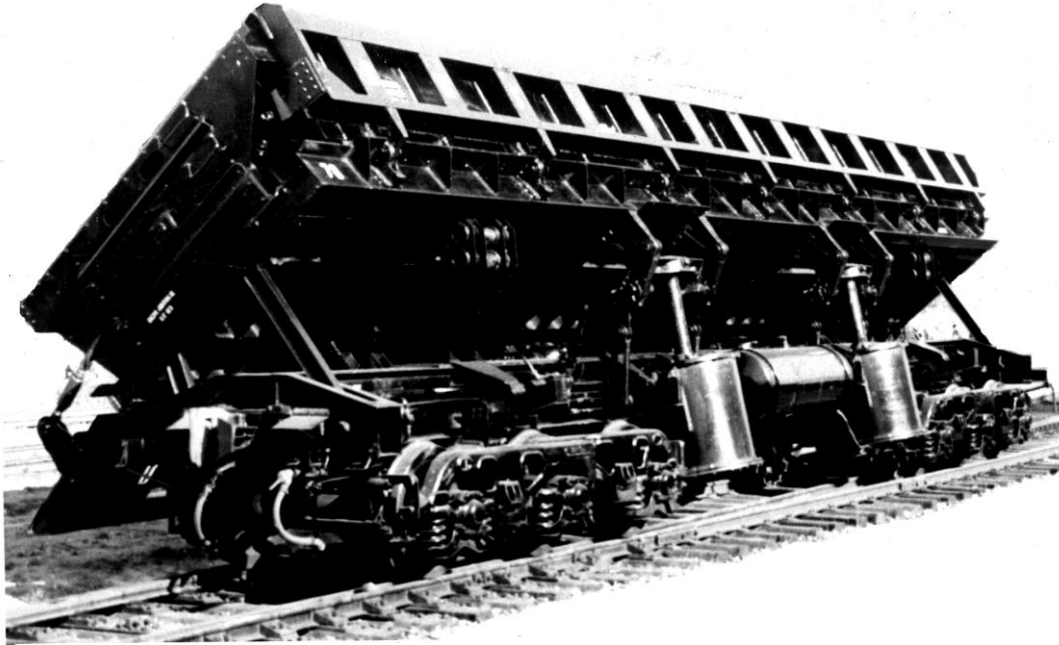


Рис.1.22. Вагон-самоскид у стані розвантаження

Кузов нахиляється під дією розвантажувальних пневматичних циліндрів, встановлених на кронштейнах нижньої рами вагона. Штоки циліндрів шарнірно зв'язані з кузовом.

При нахиленні кузова боковий борт, у бік якого відбувається розвантаження, за допомогою важільних механізмів у лобових стінках кузова відкривається і служить продовженням підлоги кузова. При цьому для забезпечення стійкості вагона від перевертання повне відкривання борту дещо випереджає нахил кузова.

Вагон бункерного типу (рис. 1.23) призначений для перевезення спеціальних вантажів. Кузов його складається з декількох (трьох-чотирьох) вертикальних бункерів.

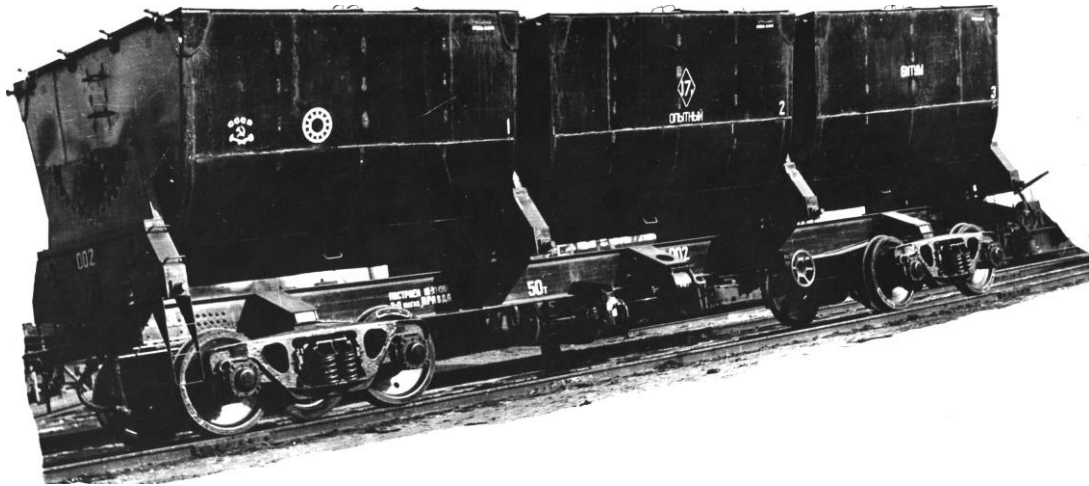


Рис.1.23. Вагон бункерного типу

Вони розташовані на рамі платформеного типу. Зверху на спеціальних опорах рами є зубасті рейки, на які установлюються сектори бункерів. Механізм перевертання бункерів знаходиться на опорах. Після декількох обертів приводного гвинта бункер отримує початковий імпульс перевертання. Отримавши поштовх, бункер нахиляється (перекидається) внаслідок перекочування секторів на опорних рейках. Перевертання завантаженого бункера полегшується завдяки тому, що його центр мас розташований вище опор. У порожнього бункера, навпаки, центр мас знаходиться нижче опор, що сприяє поверненню бункера в початкове вертикальне положення.

1.4. Процес створення нових вагонів

Послідовність створення та постановки на промислове виробництво нових вагонів визначена державним стандартом. Згідно з ним створення нової конструкції вагона передбачає такі основні стадії: замовлення з технічними вимогами; технічне завдання; технічний проект; робоча документація; дослідний зразок; випробування.

Замовлення складається замовником (Укрзалізниця) для визначення можливості та строків створення нової конструкції. У ньому містяться основні параметри вагона, вказується лімітна ціна. Замовлення підписує керівництво Міністерства транспорту та зв'язку України.

Його направляють до Українського науково-дослідного інституту вагобудування (УкрНДІВ) та заводу-виготовлювача, які у місячний термін підготовляють висновок. Замовлення з висновком далі направляється до Міністерства промислової політики для прийняття рішення.

Першою стадією конструкторської розробки документації на вагон є *технічне завдання*. Воно є вихідним розширеним документом на проектування вагона. Його розробляє головний проектувальник (УкрНДІВ чи завод-виготовлювач). У завданні встановлюється основне призначення вагона, технічна характеристика, техніко-економічні вимоги до конструкції, вказуються стадії розробки конструкторської документації, її склад. Технічне завдання узгоджується замовником і затверджується Міністерством промислової політики.

В окремих випадках поряд з технічним завданням підготовляється *технічна пропозиція*. У ній міститься техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки виробу на основі аналізу технічного завдання та різних варіантів можливих рішень даного вагона. Оцінка порівняння різних варіантів здійснюється з урахуванням конструкційних та експлуатаційних особливостей, а також патентних матеріалів.

Технічну пропозицію розробляє завод-виготовлювач.

Наступним етапом може бути *ескізний проект*. Це сукупність основних конструкторських документів, які містять принципові конструкторські рішення та уявлення з будови та принципу роботи окремих функціональних вузлів вагона, а також габаритні розміри вагона. Інколи для прискорення строків створення нової техніки ескізний проект можна не виконувати, коли основні параметри вагона достатньо зрозумілі із узгодженого раніше технічного завдання та пропозиції.

Технічний проект – найбільш важлива, обов'язкова, творча стадія створення нового вагона. В ньому повинні бути відображені остаточні технічні рішення, повне уявлення про будову вагона та вихідні дані для розробки робочої документації.

Послідовність розробки технічного проекту:

- уточнення основних розмірів за умови вписування у заданий габарит проектованого вагона. При цьому враховується

вид вантажу, забезпечення його схоронності, механізація завантажувально-розвантажувальних операцій або створення комфортних умов для пасажирів;

- розробка складальних одиниць вагона. Для цієї конструкторської роботи необхідно аналізувати результати спеціальних науково-дослідних пошуків, досягнення вітчизняної і зарубіжної науки та техніки, відомості про експлуатаційну надійність вагонів-аналогів, технічні вимоги замовника;

- проведення розрахунків на міцність вузлів і деталей згідно з прийнятими їх конструкційними формами та прогресивними матеріалами для виготовлення;

- розробка технологічних процесів побудови вагона. Обов'язково ураховуються нові технології виготовлення та монтажу, можливість використання стандартизованих деталей.

В окремих випадках, при необхідності, на стадії розробки технічного проекту виготовляють моделі та макети вагона чи його вузлів для проведення їх випробувань.

Технічний проект, виконаний згідно із завданням, затверджують Міністерство транспорту та зв'язку і Міністерство промислової політики.

Після цього розробляється **робоча документація** на виготовлення **дослідного зразка** (дослідної партії). Виготовлені дослідні зразки проходять **випробування**:

- **заводські**, у процесі яких перевіряється міцність конструкції, а також працездатність окремих агрегатів (гальм, електрообладнання, кондиціонування повітря та ін.);

- **динамічні**, при яких визначаються ходові якості вагона, його дія на колію, напруження у деталях при різних режимах експлуатації, перевіряються режими роботи різного обладнання;

- **експлуатаційні**, мета яких – оцінка надійності вагона при нормальних умовах експлуатації у період встановленого пробігу, визначення степеню зносу деталей.

За результатами випробувань державна міжвідомча комісія приймає рішення про серійне виробництво нових вагонів або у протоколі комісії вказуються основні недоліки конструкції та рішення про їх усунення, проведення додаткових випробувань.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

2.1. Основні параметри вагона та їх значення

Успішне освоєння перевезень вантажів та пасажирів 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.

Щодо пасажирських вагонів, то їх важливі параметри такі: тара, місткість (розрахункова населеність); лінійні розміри; швидкість руху. Для порівняння різних конструкцій використовуються такі питомі показники, як власна маса на одиницю довжини чи площі вагона, місткість на одиницю довжини, потужність тягових двигунів на вісь. При цьому також необхідно ураховувати рівень комфортабельності, забезпечення ергономічних, санітарних та естетичних вимог пасажирських вагонів.

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 пасажирів і вантажів, гарантування безпеки руху поїздів. Оптимальні величини параметрів вагона зумовлюють мінімальну собівартість перевезень.

2.2. Вантажопідйомність, тара, осність

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

Тара – власна маса порожнього вагона.

Одиницею виміру 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.

Осність – кількість колісних пар у вагонів. Вантажні вітчизняні вагони бувають чотири-, восьми- та багатовісні. Пасажирські вагони будуються чотиривісними.

2.3. Питомий об'єм та питома площа

Питомий об'єм V_n (м³/т) визначається за формулою

$$V_n = \frac{V}{P}, \quad (2.1)$$

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) із співвідношення

$$f_n = \frac{F}{P}, \quad (2.2)$$

де F - повна площа підлоги платформи, м² ;
 P - вантажопідйомність платформи, т.

При проектуванні вагонів формули (2.1) та (2.2) частіше використовують для того, щоб знайти повний об'єм кузова вантажного вагона та площу підлоги платформи.

Тоді

$$V = V_n \cdot P, \quad (2.3)$$

$$F = f_n \cdot P. \quad (2.4)$$

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:

$$V_n = \frac{1}{\gamma}, \quad (2.5)$$

$$f_n = \frac{1}{\gamma \cdot H}, \quad (2.6)$$

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. Значить, 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.

Докладна методика визначення оптимальних величин питомих об'ємів для універсальних вагонів міститься у [1]. Робота універсального вантажного вагона визначається тим, які вантажі будуть перевозитись у ньому (кожному вантажу присвоюється певний номер), імовірними відстанями їх перевезень, питомою вагою вантажу у загальному обсязі перевезень. Названі величини встановлюються на основі вивчення статистики та прогнозованих оцінок перевізного процесу на залізничному транспорті. При курсовому проектуванні можна орієнтуватись для вибору $V_{n.o}$ і $f_{n.o}$ даними, що наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

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

Тип вагона	$V_{n.o}$, м ³ /т	$f_{n.o}$, м ² /т	γ , т/м ³
1	2	3	4
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÷0,69	--
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	--	--

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
Цистерна для азотної кислоти	--	--	1,3÷1,41
Цистерна для соляної кислоти	--	--	1,15
Цистерна для сірчаної кислоти	--	--	1,68
Цистерни для зріджених газів:			
пропану	--	--	0,42
хлору	--	--	1,25
аміаку	--	--	0,57
Чотиривісні вагони – хопери для перевезень:			
цементу	--	--	1,22
зерна	--	--	0,75
мінеральних добрив	--	--	0,88

Формули (2.3) та (2.4) для універсальних вагонів мають вигляд:

$$V = V_{n.o} \cdot P, \quad (2.7)$$

$$F = f_{n.o} \cdot P. \quad (2.8)$$

2.4. Лінійні розміри

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

У першому наближенні внутрішня довжина універсального критого вагона, піввагона може бути розрахована за формулою

$$2L_B = \frac{V}{F_K}, \quad (2.9)$$

де F_K - площа поперечного перерізу кузова, що заповнюється вантажем, м².

Внутрішня довжина платформи складає

$$2L_B = \frac{F}{2B_B}, \quad (2.10)$$

де $2B_B$ - внутрішня ширина платформи, м.

Вагони відносяться до числа конструкцій з високим рівнем уніфікації деталей. Окрім того, вони взаємодіють з іншими технічними засобами залізниць. Ці обставини, звичайно, впливають на вибір лінійних розмірів вагона.

З уточненням довжина вагона призначається з урахуванням існуючих сортаментів довгомірних вантажів, розмірів стандартизованих кришок розвантажувальних люків, розміщення контейнерів. Бажано, щоб вона була кратна величинам 2,17 і 6,6 – 6,7 м. Окрім того, довжина, ширина та висота піввагона повинні відповідати розмірам вагоноперекидувачів.

Довжину котла цистерни встановлюють залежно від діаметра котла, форм днища та ковпака. Для наближеного визначення внутрішнього діаметра котла чотиривісної цистерни може бути використана формула

$$D_B = 0,7\sqrt[3]{V}, \quad (2.11)$$

де V - об'єм котла, м³.

А потім вибирається ближча величина діаметра із встановленого стандартизованого типоряду (2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4 м).

Довжина циліндричної частини котла дорівнює

$$L_{Ц} = \frac{4 \cdot (V - 2V_d)}{\pi \cdot D_g^2}, \quad (2.12)$$

де V_d - об'єм сферичного днища.

Довжину котла встановлюють залежно від довжини циліндричної частини (а значить, від діаметра котла), форм днища та інших частин, що визначають об'єм котла. При цьому треба мати на увазі, що збільшення діаметра та зменшення довжини котла зменшують його масу (це ефективно). Але в такому випадку погіршується міцність та підвищується рівень центра мас цистерни. Значить, має місце негативний вплив на стійкість та плавність руху цистерни.

Внутрішню ширину та висоту кузова вагона приймати максимальними в межах заданого габариту рухомого складу, орієнтуючись на розміри вагонів-прототипів, що виготовляються серійно.

Встановивши внутрішні розміри кузова, визначають *його зовнішні лінійні розміри*.

Зовнішня довжина кузова (довжина рами)

$$2L_p = 2L_B + 2a_T, \quad (2.13)$$

де a_T - товщина торцевої стіни кузова, м.

Зовнішня ширина кузова

$$2B = 2B_B + 2a_{\bar{o}}, \quad (2.14)$$

де $a_{\bar{o}}$ - товщина бокової стіни, м.

У критих вагонах враховують також товщину бокових дверей, у цистернах – зовнішні сходи (коли вони розташовані по боках котла).

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

$$2L_a = 2L_p + 2a_a, \quad (2.15)$$

де a_a - виліт автозчепа (відстань від зовнішньої площини кінцевої балки до осі зчеплення).

Виліт автозчепа належить до важливих розмірів конструкції. Його величина повинна бути такою, щоб при проходженні кривих дільниць 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, які виготовляються серійно.

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

$$2l = 2L_p - 2n_K. \quad (2.16)$$

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 апарата автозчепа. В 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 апарата вагона.

Довжина пасажирського візка більша, ніж вантажного. Тому величина n_K пасажирського вагона дорівнює близько 3,3м.

Мінімальну довжину бази вагона $2l_{\min}$, м, яка залежить від вибору типу візка, орієнтовно, для початкової оцінки якості чотиривісної конструкції, можна прийняти рівною

$$2l_{\min} = 2l_B + 1,5, \quad (2.17)$$

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

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

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

Лінійні розміри проектного вагона, які визначені за формулами (2.9) - (2.17), уточнюються шляхом уписування 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.

2.5. 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

$$q_o = \frac{P_{\text{бр}}}{n}, \quad (2.18)$$

де $P_{\text{бр}} = (T + P)g$ - вага бруто вагона, кН;
 n - кількість 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 у 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

$$q_{\text{п}} = \frac{P_{\text{бр}}}{2L_a}, \text{ кН/м} . \quad (2.19)$$

Допустима величина її значно 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, енергетичних ресурсів. У підсумку зменшуються експлуатаційні витрати.

2.6. 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 представляє співвідношення тари вагона до його вантажопідйомності

$$K_T = \frac{T}{P}. \quad (2.20)$$

Навантажувальний коефіцієнт тари

$$K_H = \frac{T}{P \cdot \lambda}, \quad (2.21)$$

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

$$K_E = \frac{T \cdot (1 + \alpha)}{P_{д.е.}}, \quad (2.22)$$

де α - коефіцієнт порожнього пробігу вагона, відношення порожнього пробігу до його вантажного пробігу;
 $P_{д.е.}$ - середнє динамічне навантаження вагона в експлуатації, т.

$$P_{\text{д.е.}} = \frac{\sum Pl}{\sum nl}, \quad (2.23)$$

де $\sum Pl$ – виконаний об'єм перевезень (ткм нетто) вагонами робочого парку;
 $\sum nl$ – загальний пробіг вагонів робочого парку, ваг.км.

Бажано, щоб усі перелічені коефіцієнти тари мали мінімальне значення, різниця їх величин була якомога меншою. Якщо забезпечується повне використання вантажопідйомності та ліквідація порожнього пробігу вагона, тобто $\lambda = 1$ і $\alpha = 0$, то $K_T = K_H = K_E$. Але для універсальних вагонів, що переміщуються на всіх залізницях, цього досягнути не вдається і тому $K_E > K_H > K_T$.

В умовах експлуатації найбільший ступінь ефективності вагона характеризується експлуатаційним коефіцієнтом тари і найменший – технічним.

Останнім часом пропонується оцінювати споживчі якості вагона за допомогою так званого *індексу конкурентоспроможності*.

Очевидно, що для формування парку спеціалізованих вантажних вагонів та пасажирських вагонів цей показник може мати велике значення.

Однак навряд чи доцільно поширювати його на універсальні вагони для перевезень масових вантажів – нафти, нафтопродуктів, вугілля, руди, лісоматеріалів – і на пасажирські вагони загального призначення. Саме вони визначатимуть продуктивність залізниць і показники їх продуктивності (погонне навантаження, кількість пасажирських місць) будуть головними.

2.7. Особливості техніко-економічних параметрів пасажирських вагонів

Показниками економічності пасажирських вагонів (основними та похідними) є:

- продуктивність вагона;
- кількість пасажирських місць (населеність);

- тара;
- лінійні розміри;
- відношення власної маси (тари) до населеності;
- відношення тари до загальної довжини вагона;
- експлуатаційні витрати, що пов'язані з ремонтом та утриманням вагона;
- собівартість та ціна вагона;
- конкурентоспроможність.

Продуктивність пасажирського вагона значно залежить від його населеності, і вибір лінійних розмірів прямо пов'язаний з цим показником.

Маючи задану кількість пасажирських місць та нормативні розміри внутрішнього плану і обладнання пасажирського вагона при заданому габариті, можна визначити мінімально допустиму внутрішню довжину кузова як відношення потрібної площі до ширини.

Отримані величини корегуються до зовнішніх розмірів за даними вагона-прототипу і з урахуванням показників забезпечення додаткового комфорту.

Цілком слушно, що розмірні параметри треба оцінювати за найбільшою населеністю вагонів, призначених для масових перевезень.

Для інших типів вагонів підвищеної комфортабельності ці параметри повинні зберігати своє значення, виходячи з вимог виробництва та експлуатації конструкції.

Показники пасажирських вагонів залежать від призначення вагона, його конструкції, наявності та маси пристроїв, що забезпечують комфорт для пасажирів, матеріалів для побудови вагона.

Не завжди мала ціна квитка є визначальною умовою для пасажирів. Деякі з них проявляють готовність платити дорожче, коли їм забезпечують бажані комфорт та послуги. Важливе значення має швидкість поїзда та зручний розклад руху поїзда.

3. ГАБАРИТИ. ВПИСУВАННЯ ВАГОНА В ГАБАРИТ

3.1. Загальні знання про габарити. Класифікація габаритів рухомого складу

Можливі лінійні розміри вагонів залежать від встановлених на залізницях габаритів. Сенс існування габаритних обмежень полягає у 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 і 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 в світі були встановлені єдині обов'язкові для всіх залізниць габарити наближення споруд та рухомого складу.

Згідно з [5] *габаритом рухомого складу* називають поперечний (перпендикулярний 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.

Кожний з названих габаритів у вигляді графічного зображення має верхній та нижній обриси з горизонтальними та вертикальними (відносно рівня головок рейок) розмірами.

Верхні обриси габаритів показані на рис. 3.1 – 3.8. Проектування та побудова вагона з використанням окреслень габаритів Т, Тпр і 1-Т по штрихових лініях (рис. 3.1, 3.2, 3.4) можливі лише після усунення відповідних негабаритностей споруд та стаціонарних пристроїв на мережі залізниць або окремих замкнутих ділянках з шириною колії 1520 мм. Дозвіл надає Укрзалізниця чи залізнична адміністрація певної країни

СНД. Коли ж вагон призначений для експлуатації тільки на території промислових підприємств, дозвіл надає відповідне міністерство при обов'язковому узгодженні із залізничною адміністрацією.

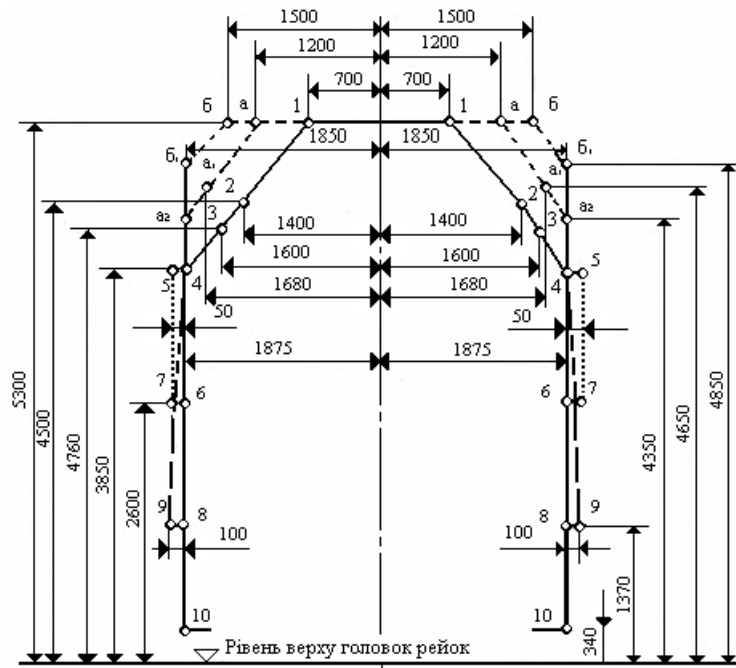


Рис. 3.1. Верхній обрис габариту Т

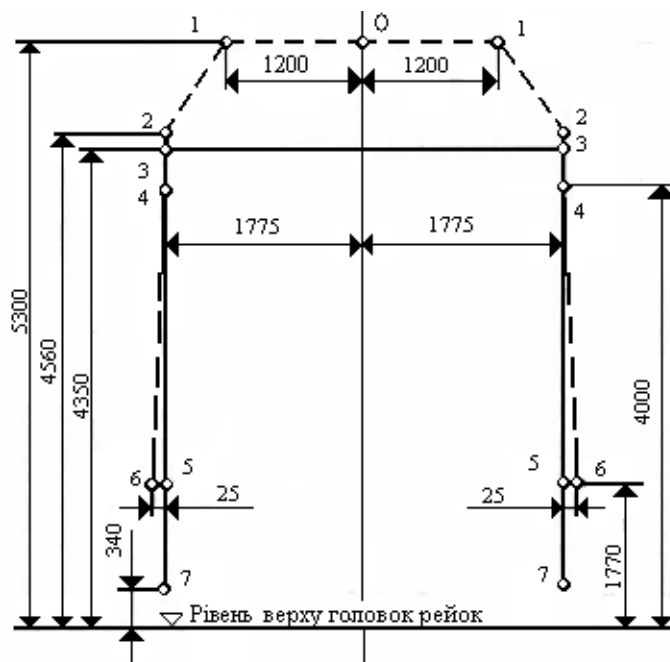


Рис.3.2. Верхній обрис габариту Тпр

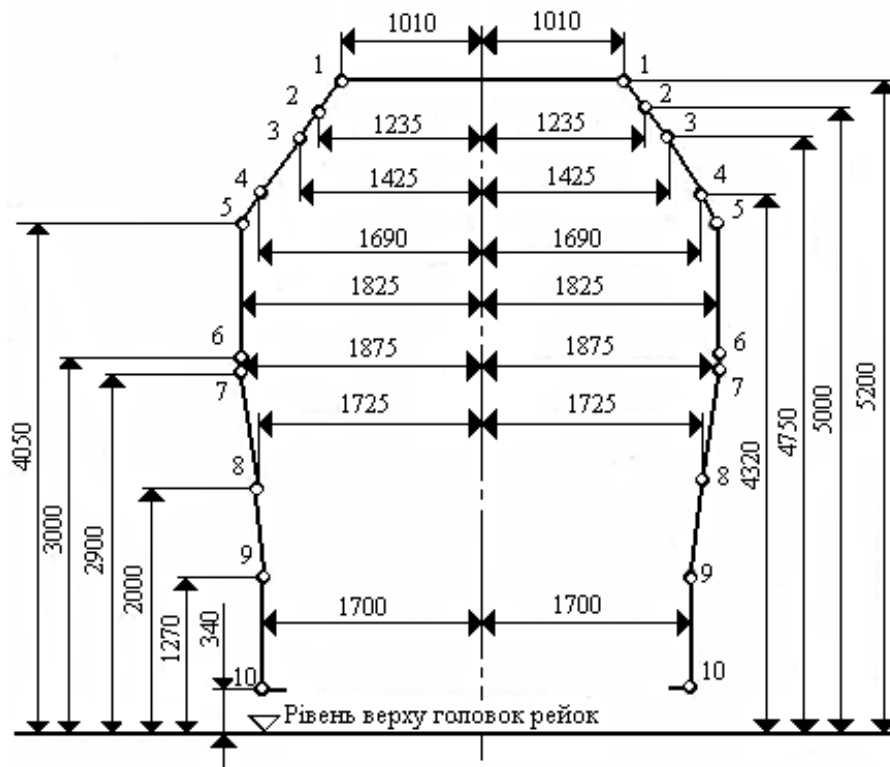


Рис. 3.3. Верхній обрис габариту Тс

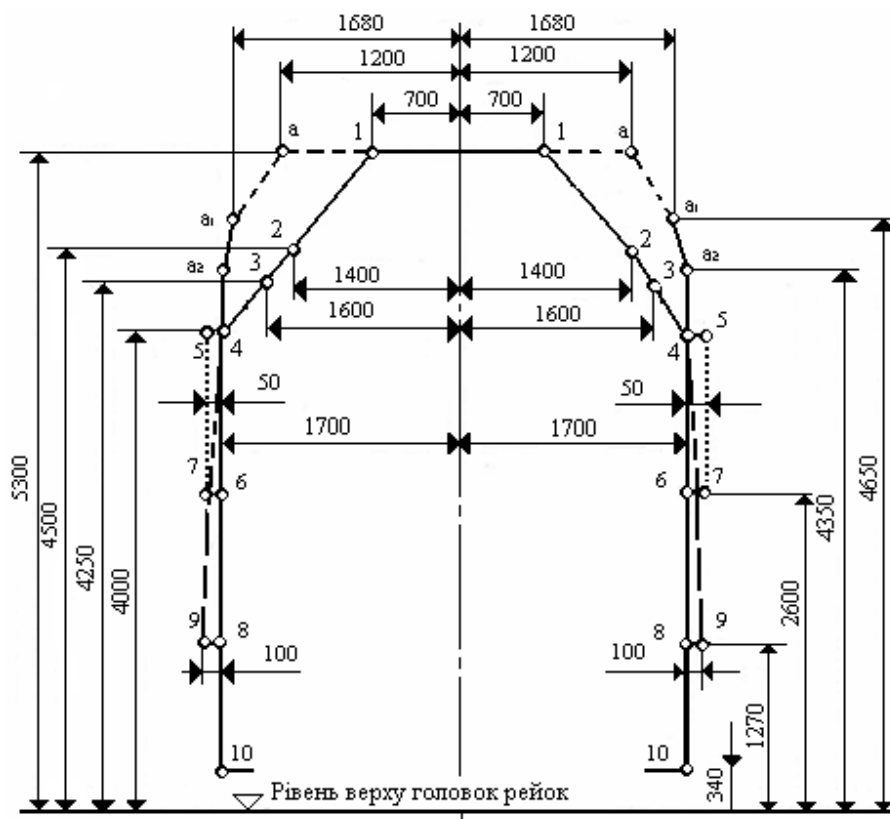


Рис. 3.4. Верхній обрис габариту 1-Т

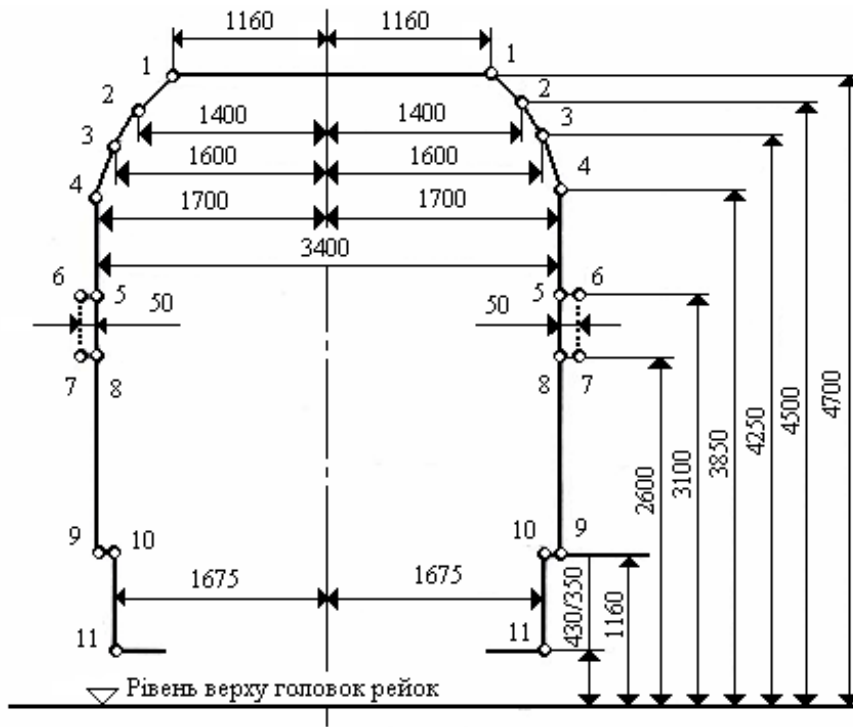


Рис. 3.5. Верхній обрис габариту 1-ВМ

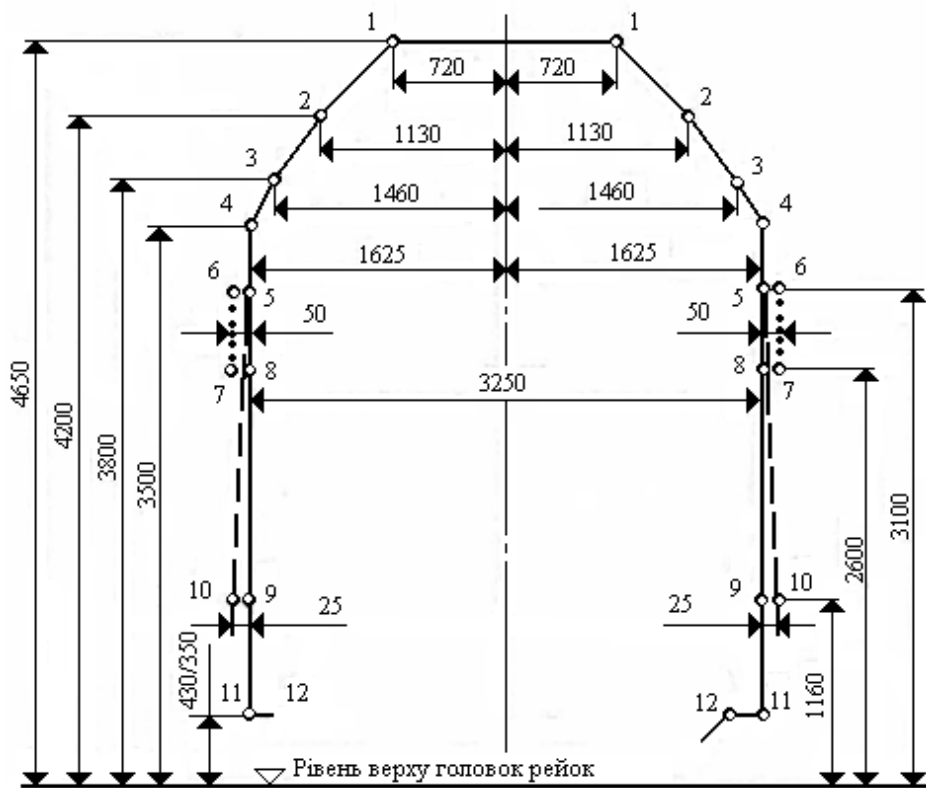


Рис. 3.6. Верхній обрис габариту 0-ВМ

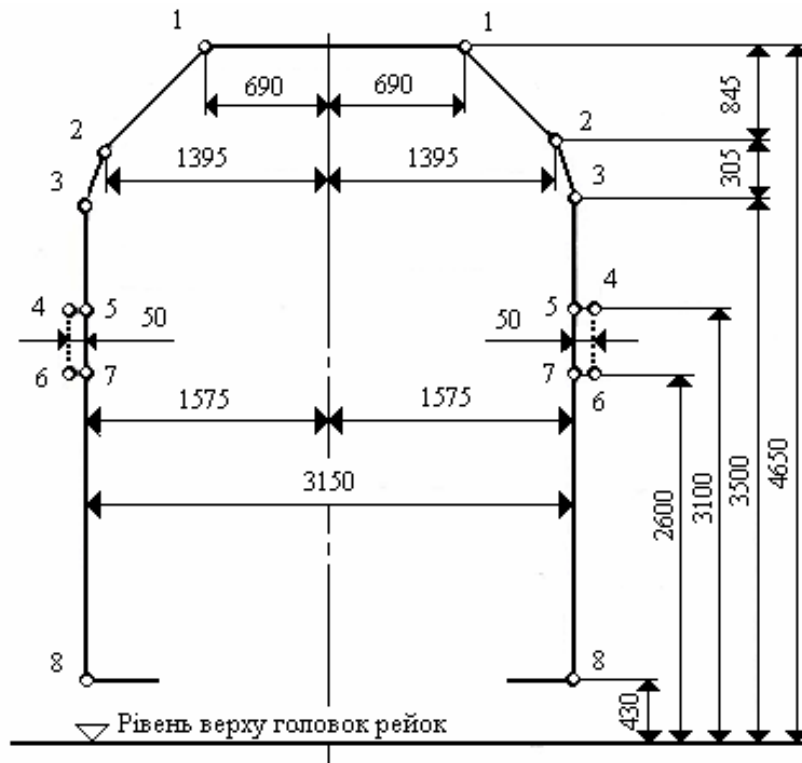


Рис. 3.7. Верхній обрис габариту 02-ВМ

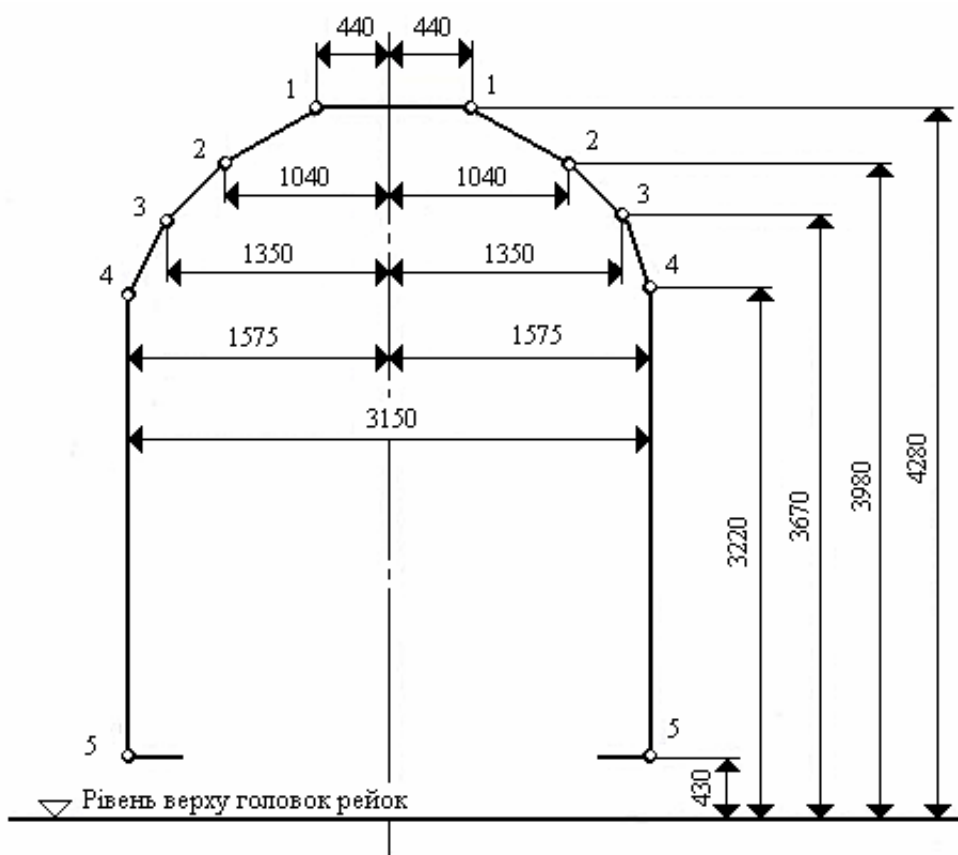


Рис. 3.8. Верхній обрис габариту 03-ВМ

Розміри у дрібному вигляді габаритів 1-ВМ та 0-ВМ означають: у чисельнику – розміри для нових вагонів, що призначені 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 (рис. 3.9 – 3.11). 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. 3.9, 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 їх положенні (гальмовому чи негальмовому).

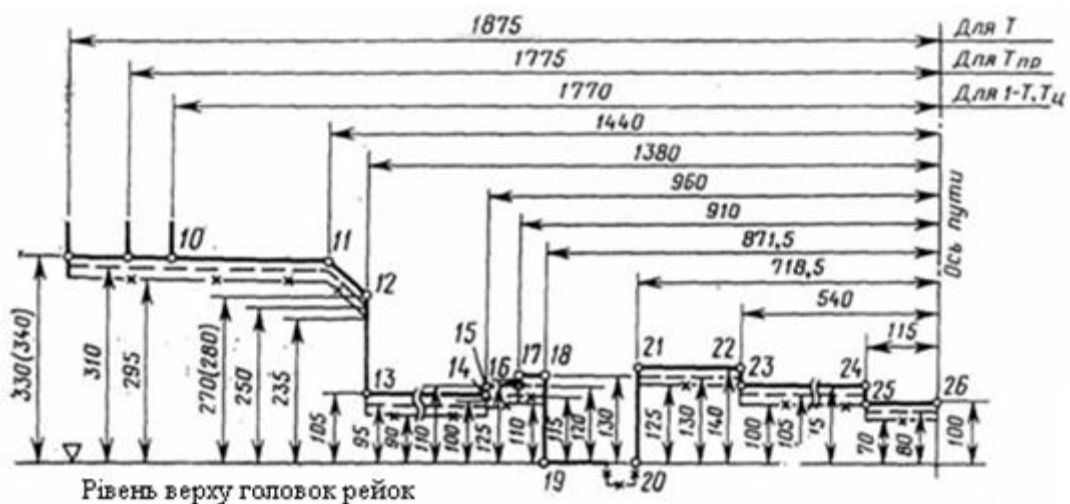


Рис. 3.9. Нижній обрис габаритів Т, Тпр, 1-Т, Тц

Нижній обрис габаритів 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ для вагонів колії 1520 мм та 1435 мм (залізниць – членів ОСЗ), у тому числі

при проходженні по коліях сортувальних гірок з вагонними уповільнювачами, що мають гальмове чи негальмове положення, наведений на рис. 3.10.

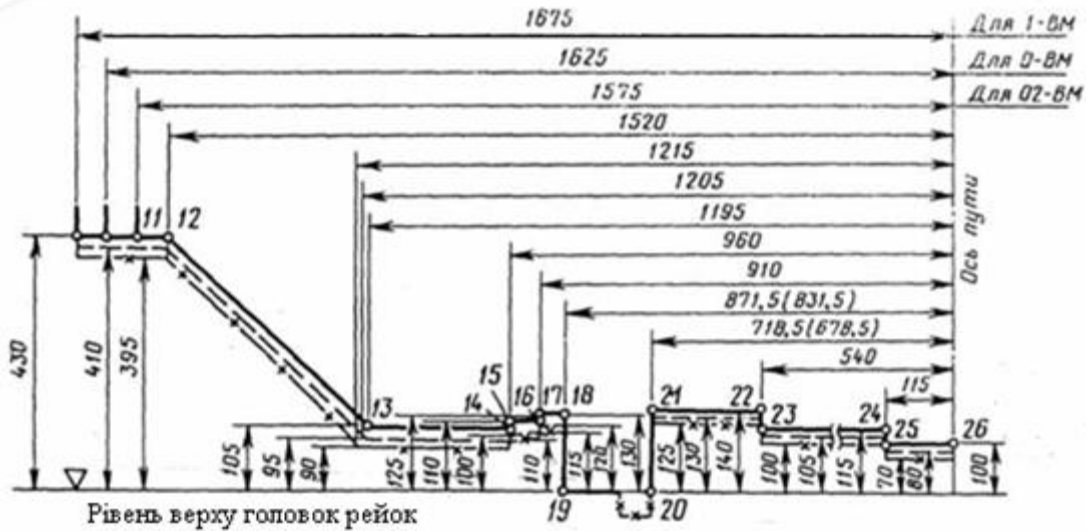


Рис. 3.10. Нижній обрис габаритів 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ

На рис. 3.11 показаний нижній обрис для вагонів габариту 03-ВМ, що можуть переміщуватись по залізницях як країн СНД (колія 1520 мм), так і європейських та азіатських країн (колія 1435 мм).

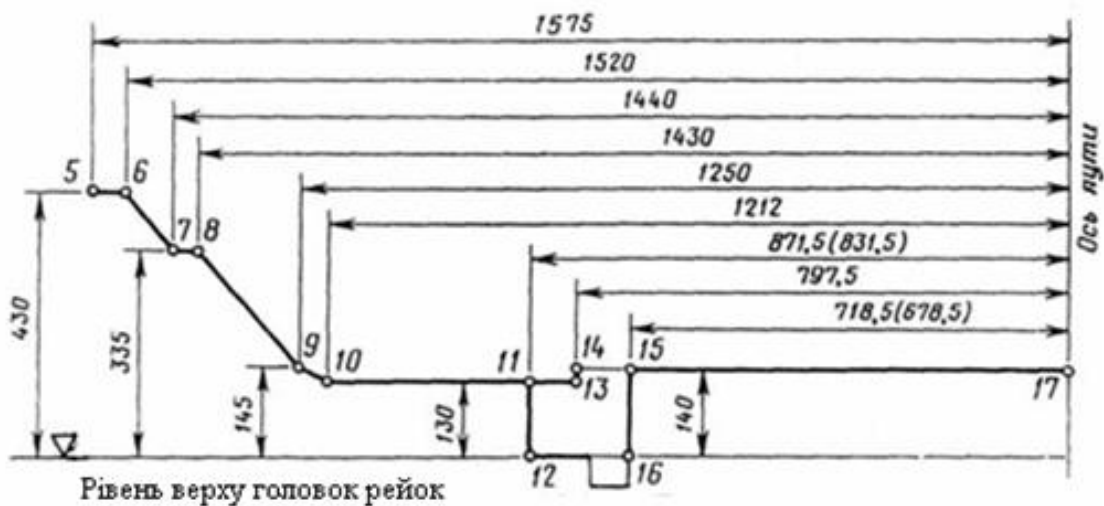


Рис. 3.11. Нижній обрис габариту 03-ВМ

Більш докладна інформація про особливості обрисів того чи іншого габариту міститься у [5], [20].

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 Т збільшує масу поїзда при незмінній його довжині. У результаті підвищується провізна спроможність залізниць без витрат на подовження станційних колій приймання та відправлення поїздів.

3.2. Розрахунки вписування проектного вагона в габарит

3.2.1. 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 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 жодна частина нового побудованого вагона у незавантаженому стані, коли він знаходиться на прямій горизонтальній колії і його повздожня 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.

3.2.2. Визначення вертикальних розмірів будівельного обрису вагона

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_g (рис. 3.12).

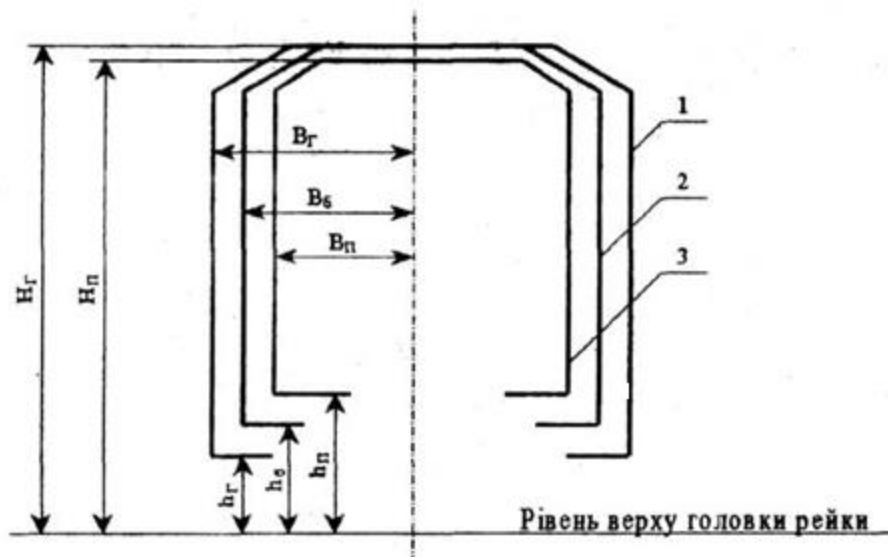


Рис.3.12. Вертикальні габаритні рамки будівельного та проектного обрисів вагона:
 1 – габарит рухомого складу;
 2 – будівельний обрис вагона;
 3 – проектний обрис вагона

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 його ресор та рівномірним прогином ресорного підвішування від розрахункового навантаження.

Для визначення можливого в експлуатації зниження вагона внаслідок спрацювання його частин протягом строку служби ураховують допустиме зменшення товщини ободу 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.

Дані про нормативні величини названих знижень вантажних та пасажирських вагонів наведені у [4].

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

$$\varphi = 0,5 \cdot P_p \cdot \lambda_B, \quad (3.1)$$

де P_p - вертикальне розрахункове навантаження вагона, МН.

Воно дорівнює вазі вантажу, що перевозиться, або вазі пасажирів з багажем пасажирського вагона;

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

Для визначення ваги пасажирів з багажем слід урахувати населеність вагона та вагу одного пасажирів з багажем, яка згідно з [6] дорівнює 1 кН.

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. 3.12).

3.2.3. Визначення горизонтальних розмірів будівельного обрису вагона

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 дільницях колії.

Можливі горизонтальні зміщення вагона в один бік із центрального положення відносно осі колії, що зумовлені допустимими зазорами та зносами ходових частин, визначаються за виразом

$$E = (S - d)/2 + g + w, \quad (3.2)$$

де $(S - d)/2$ - максимальний розбіг зношеної колісної пари між рейками (зміщення із центрального положення в один бік), мм;

S - найбільша ширина колії у кривих розрахункового радіуса, мм;

d - мінімальна відстань між зовнішніми гранями гранично спрацьованих гребнів коліс, мм;

g - найбільше поперечне зміщення в один бік рами візка відносно колісної пари (внаслідок зазорів у буксовому вузлі та з'єднанні рами візка з буксою), мм;

w - найбільше переміщення кузова відносно візка (внаслідок зазорів та пружних горизонтальних коливань у вузлах зчленування деталей рами та кузова), мм.

Горизонтальне зміщення вагона E паралельне осі колії, тобто однакове для будь-якого перерізу вагона.

Нормативні величини перелічених параметрів наведені в [3, 4].

Геометричні виноси частин вагона у кривих дільницях колії (друга категорія горизонтальних зміщень вагона) залежать від місця розташування за довжиною вагона його поперечного перерізу. Визначальними перерізами прийнято вважати **напрямні, внутрішні та зовнішні**. Вони показані на рис. 3.13.

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

внутрішніми (наприклад, 2-2). Ті перерізи, що розташовані зовні від напрямних (за межами бази) – зовнішніми (наприклад, 3-3).

Знайдемо величини геометричних виносів спочатку для так званого розрахункового двовісного вагона. Колісні пари його розташовані центрально відносно осі колії. Повздовжня вісь кузова довжиною $2l$ (рис. 3.14, а) перетинає середню лінію колії у кривій радіуса R у точках A і B . Відстань між цими точками відповідає базі вагона $2l$. Як видно, всі внутрішні перерізи зміщуються всередину кривої, а зовнішні – назовні.

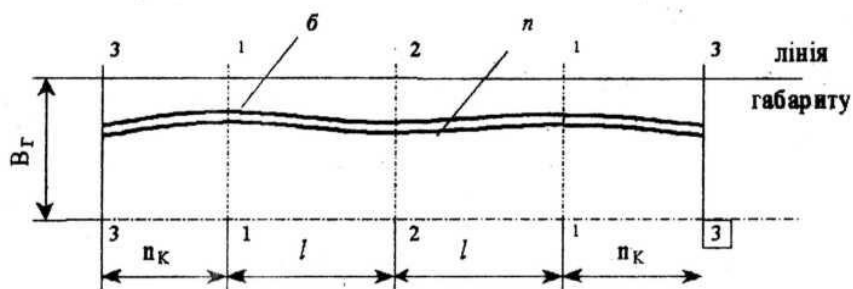


Рис.3.13. Горизонтальні габаритні рамки будівельного та проектного обрисів вагона:
 б - будівельний обрис вагона;
 п – проектний обрис вагона

Для визначення зміщення всередину кривої ($Y_{BH.}$) будь-якого перерізу, розташованого на відстані n від напрямного A , проведемо через точку C_1 хорду $\overline{C_2E}$ перпендикулярно відрізку \overline{AB} . З'єднаємо прямими точки A та E і C_2 та B .

Оскільки $2R \gg 2l$, можна прийняти $\overline{C_2E} \approx 2R$.

Із подібності трикутників C_1C_2B та AC_1E маємо

$$\frac{\overline{C_1C_2}}{\overline{AC_1}} = \frac{\overline{C_1B}}{\overline{C_1E}} \quad \text{або} \quad \frac{Y_{BH.}}{n} = \frac{2l - n}{2R - Y_{BH.}}$$

Нехтуючи малою величиною $Y_{BH.}$ у порівнянні з $2R$, одержимо

$$\frac{Y_{вн}}{n} = \frac{2l - n}{2R},$$

звідси

$$Y_{вн.} = \frac{(2l - n)n}{2R}. \quad (3.3)$$

Найбільше зміщення всередину кривої буде для перерізу, що розташований посередині бази вагона, тобто при $n = l$ (рис. 3.14, а).

$$Y_{вн.}^{(max)} = \frac{(2l - l)l}{2R} = \frac{l^2}{2R}. \quad (3.4)$$

Для визначення виносу $Y_{зовн.}$ зовні від осі колії для будь-якого перерізу, розташованого на відстані n від найближчого напрямного перерізу, проведемо через точку A_1 (рис. 3.14,б) перетину цього перерізу з віссю колії хорду $\overline{A_1B_1}$ паралельно \overline{AB} .

Тоді

$$Y_{зовн.} = \overline{C_4C_5} = \overline{C_3C_5} - \overline{C_3C_4}.$$

Використовуючи формулу (3.4), знаходимо

$$\overline{C_3C_5} = \frac{(l + n)^2}{2R}; \quad \overline{C_3C_4} = \frac{l^2}{2R}.$$

Тобто

$$Y_{зовн.} = \frac{l^2 + 2l \cdot n + n^2}{2R} - \frac{l^2}{2R} = \frac{(2l + n)n}{2R}. \quad (3.5)$$

Найбільше зміщення зовні кривої маємо для перерізу, що розташований на відстані n_k від найближчого напрямного,

$$Y_{\text{зовн.}}^{(\max)} = \frac{(2l + n_k)n_k}{2R}. \quad (3.6)$$

Як видно з ілюстрації (рис. 3.14, в), наявність візків з базою $2l_B$ збільшує виноси вагона усередину кривої на величину y_B і зменшує на таку ж величину виноси зовні кривої ($y_B = \overline{AA_2} = \overline{BB_2}$). За формулою (3.4)

$$Y_B = \frac{l_B^2}{2R}.$$

Для будь-якого перерізу, розташованого на відстані n від напрямного, виноси візкового вагона згідно з формулами (3.3) та (3.5) відповідно будуть:

- усередині кривої

$$Y_{\text{вн.в.}} = \frac{(2l - n)n}{2R} + \frac{l_B^2}{2R}, \quad (3.7)$$

- зовні кривої

$$Y_{\text{зовн.в.}} = \frac{(2l - n)n}{2R} - \frac{l_B^2}{2R}. \quad (3.8)$$

Щоб одержати порівняно невеликі виноси в міліметрах, підставляючи величини $2l$, n , $2l_B$, R в метрах, помножимо праві

частини формул (3.7) та (3.8) на 1000 і позначимо $1000 \cdot \frac{l_B^2}{2R} = K_1$,

$$\frac{1000}{2R} = K_2.$$

Тоді

$$Y_{\text{вн.в.}} = K_2(2l - n)n + K_1, \quad (3.9)$$

$$Y_{\text{зовн.в.}} = K_2(2l + n)n - K_1. \quad (3.10)$$

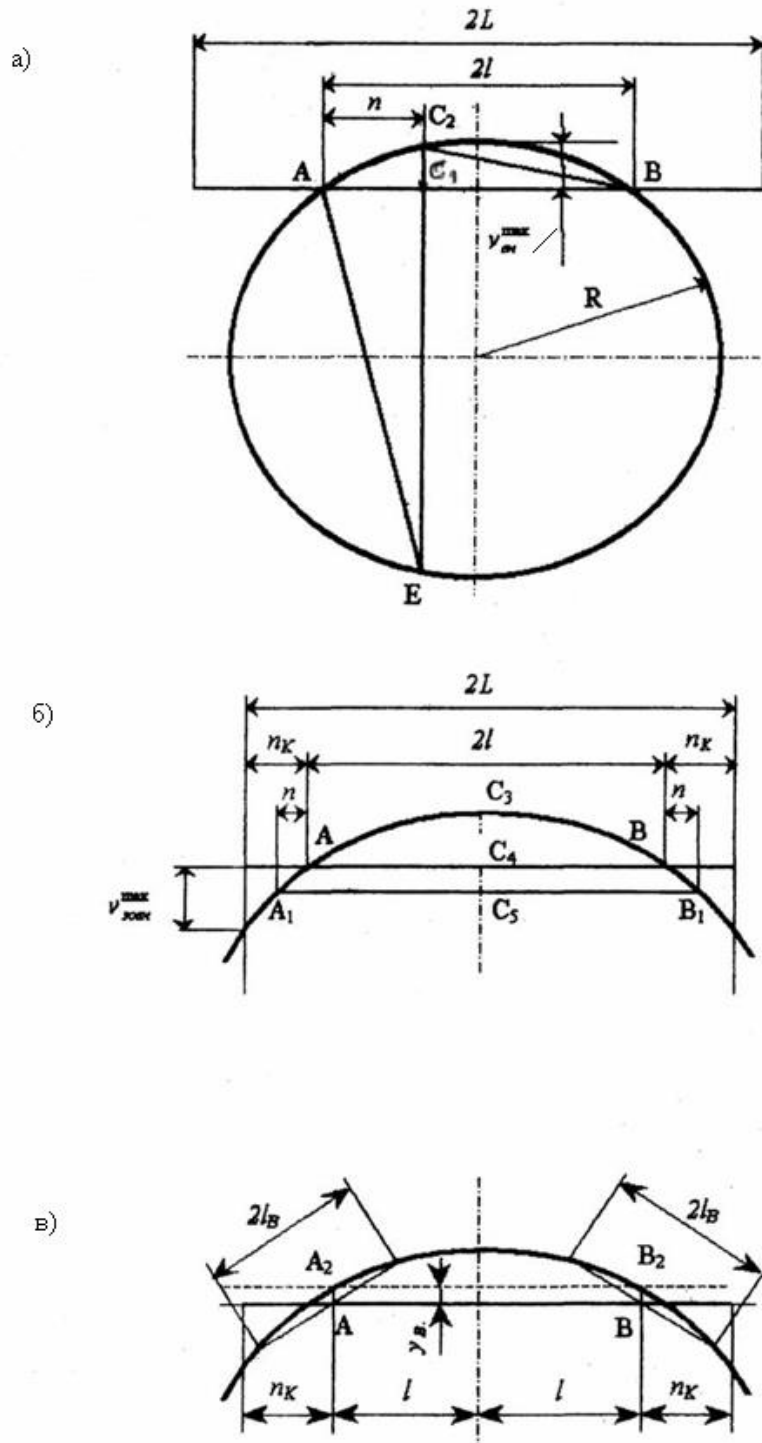


Рис.3.14. Схеми для визначення геометричних виносів вагона у кривій

При визначенні K_1 та K_2 треба мати на увазі, що для габаритів Т, Тц, Тпр, 1-Т і верхньої частини, тобто вище 430 мм від рівня головок рейок, габариту 1-ВМ приймають $R=200$ м, а для габаритів 0-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ – $R=250$ м.

Знаючи можливі горизонтальні зміщення вагона, можна знайти так звані **обмеження** його півширини. При цьому від суми зміщень слід відняти K_3 та K (їх величини наведені в [3,4]).

Величиною K_3 ураховується розширення габариту наближення будов або збільшення відстані між осями колії в кривих радіусом 200 м для залізниць з шириною колії 1520 мм (габарити Т, 1-Т, 1-ВМ). У цьому випадку $K=0$.

Величина K ураховує допуск на вихід частин вагона за габарит у кривих радіусом 250 м для залізниць колії 1435 мм (габарити 0-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ). Тут $K_3=0$.

Таким чином, формули визначення обмежень півширини вагона такі:

- для внутрішніх перерізів

$$E_{\text{вн}} = \frac{S-d}{2} + g + w + K_2(2l-n)n + K_1 - K_3 - K, \quad (3.11)$$

- для зовнішніх перерізів

$$E_{\text{зовн.}} = \left[\frac{S-d}{2} + g + w \right] \cdot \frac{2n+2l}{2l} + K_2(2l-n)n - K_1 - K_3 - K, \quad (3.12)$$

- для напрямних перерізів (ураховуючи, що $n=0$)

$$E_n = \frac{S-d}{2} + g + w + (K_1 - K_3 - K). \quad (3.13)$$

Множник формули (3.12) $\frac{2n+2l}{2l}$ ураховує найбільш несприятливе для консольних частин розташування вагона в

кривій, коли колеса одного візка притиснуті до зовнішньої рейки, а другого – до внутрішньої.

Коли у формулах (3.11–3.13) окремо взяті величини в дужках $[K_2(2l-n)n + K_1 - K_3 - K]$, $[K_2(2l-n)n - K_1 - K_3 - K]$, $(K_1 - K_3 - K)$ будуть від’ємними, то вони не враховуються для габаритів Т, Тц, Тпр, 1-Т і верхньої частини 1-ВМ.

Від’ємне значення свідчить про те, що в кривій не використовується установлене розширення габариту наближення будов. У цьому випадку розрахунок обмежень виконується за умови, що вагон знаходиться на прямій ділянці колії. І тоді формули для обмежень за габаритами Т, Тц, Тпр, 1-Т і верхнього обрису 1-ВМ мають вигляд:

- для внутрішніх і напрямних перерізів

$$E_{\text{вн.}}^{(n)} = \frac{S^{(n)} - d}{2} + g + w, \quad (3.14)$$

- для зовнішніх перерізів

$$E_{\text{зовн.}}^{(n)} = \left[\frac{S^{(n)} - d}{2} + g + w \right] \cdot \frac{2n + 2l}{2l}, \quad (3.15)$$

де $S^{(n)}$ - максимальна ширина колії на прямій ділянці.

При розрахунках обмежень за габаритами 0-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ від’ємні величини в дужках слід ураховувати. Коли ж підсумкова величина будь-якого з обмежень буде від’ємною, вона приймається рівною нулю. Після обчислень обмежень маємо можливість знайти максимальну ширину будівельного обрису вагона у його відповідних перерізах

$$2B_{\bar{o}} = 2(B_{\Gamma} - E_i), \quad (3.16)$$

де B_{Γ} - півширина габариту, мм;

E_i - одне з обмежень $E_{\text{вн.}}$, $E_{\text{зовн.}}$ чи E_n , мм.

3.2.4. Проектний обрис вагона. Його розміри

Проектний обрис вагона – поперечний (перпендикулярний 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 та технологічних допусків на виготовлення та складання вагона.

Вертикальні розміри проектного обриса (рис. 3.12) знизу h_n (відстані від рівня головки рейки до нижньої лінії обриса) визначають шляхом збільшення, а зверху H_n (відстані від рівня головки рейки до верхньої лінії обриса) – шляхом зменшення вертикальних розмірів будівельного обриса (відповідно h_b і H_b) на величину плюсових допусків деталей вагона у вертикальному напрямку. Наприклад, рівень осі автосчепа, вертикальні розміри рами та кузова вагона.

Ширину проектного обриса B_n одержуємо шляхом зменшення горизонтального розміру будівельного обриса 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 у межах проектного обриса.

3.2.5. Вертикальні та горизонтальні габаритні рамки

Виконавши розрахунки вертикальних та горизонтальних розмірів будівельного і проектного обрисів, слід накреслити так звані **габаритні рамки**.

Вертикальні габаритні рамки (рис. 3.12) складаються із трьох поперечних контурів: габариту, будівельного та проектного обрисів. Пропонується будувати їх у масштабі 1:20 для трьох обов'язкових перерізів вагона: напрямного, середнього і кінцевого. Залежно від вибраного по довжині вагона кроку можлива і більша кількість вертикальних рамок. На них вказуються необхідні вертикальні (відстані від верху головки

рейки до характерних точок ламаної лінії контуру) та горизонтальні розміри. Останні представляють собою ширину контурів на різних рівнях.

Горизонтальні габаритні рамки відображають величини найбільшої допустимої ширини будівельного та проектного обрисів у будь-якому перерізі вагона по всій його довжині. Звичайно, наводяться горизонтальні розміри у всіх перерізах на фіксованій визначальній висоті від рівня головок рейок. Як правило, це рівень рами вагона. Для побудови горизонтальних рамок пропонується використати масштаб 1:100. Обов'язково розглядаються по довжині вагона (рисунок 3.13) такі перерізи: напрямні (1-1); посередині бази вагона (2-2); найбільш віддалені на відстані $\frac{1}{2}$ від напрямних – кінцеві (3-3). Точність побудови рамок буде більшою, якщо розглянути і декілька проміжних перерізів.

Щоб накреслити горизонтальну рамку будівельного обрису, слід від лінії габариту відкласти в кожному перерізі відрізки, що дорівнюють величинам відповідних обмежень (Евн, Езовн, Ен). Потім, з'єднавши кінці цих відрізків, одержимо окреслення криволінійної конфігурації. Коли його ширину в кожному перерізі зменшити на величину плюсового технологічного допуску на виготовлення деталі, то утвориться проектний обрис такої ж конфігурації. Як видно на рис. 3.13, у кожному перерізі ширина проектного обрису різна. Отже, контур бокової стіни кузова також криволінійний. Однак для зручності побудови та експлуатації кузов повинен мати плоскі стіни. Тому найбільш допустиму ширину кузова вагона установлюють згідно з найменшою шириною проектного обрису.

Коли прийняті максимальні за шириною конструкційні розміри вагона, рівні чи менші мінімальної ширини проектного обрису, то проектний вагон **вписується у заданий габарит**.

Якщо для проектного вагона використовуються не стандартизовані, а візки нової конструкції, то для них окремо будуються вертикальні габаритні рамки. Приймається до уваги нижнє окреслення заданого габариту.

Коли фіксованим за висотою є не рівень рами, а інший рівень, то тоді також для визначення габаритності деталей кузова нижче рами ураховується нижнє окреслення (обрис) габариту.

3.2.6. Алгоритм вписування вагона в габарит

Оскільки розрахункам вписування вагона в заданий габарит притаманний багатоваріантний характер, звичайно, їх слід виконувати з використанням сучасної комп'ютерної техніки. Пропонується такий алгоритм розрахунків для реалізації його на комп'ютері.

Насамперед, використавши нормативні дані [3,4], знаходять можливе зниження вагона внаслідок спрацювання його деталей та статичного осідання ресор.

За формулою (3.1), залежно від типу вагона і вертикального розрахункового навантаження, обчислюється рівномірний статичний прогин ресорного підвішування.

Визначається максимальне зниження вагона в експлуатації, згідно з яким знаходимо величини вертикальних розмірів будівельного обрису вагона.

Далі за формулами (3.11 - 3.13) обчислюється обмеження півширини вагона. При цьому проводиться аналіз величин у дужках цих формул. Залежно від типу заданого габариту при від'ємних величинах робиться висновок: урахувувати одержані обмеження чи визначити їх за іншими формулами (3.14 - 3.15).

Відповідно до знайдених обмежень за формулою (3.16) визначаються величини ширини будівельного обрису у визначальних перерізах вагона.

Приймаються плюсові конструкційні допуски на виготовлення деталей та складання вагона. З їх урахуванням знаходяться вертикальні та горизонтальні розміри проектного обрису вагона у відповідних його перерізах.

Будуються вертикальні та горизонтальні габаритні рамки. На закінчення зіставленням прийнятої ширини вагона з найменшою шириною його проектного обрису одержуємо відповідь на запитання: вписується чи не вписується вагон у заданий габарит.

4. НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ МІЦНІСТЬ ВАГОНІВ

4.1. Загальні положення оцінки міцності вагонів

Основою проектування вагона повинні бути регламентовані сучасні та перспективні умови експлуатації, а також вимоги гарантування 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 дуже рідко виникаючі в експлуатації, комбінації динамічних сил без урахування їх короткочасності призвів би до зайвих запасів міцності й невиправданого 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, найбільші 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.

Нормама [6] передбачено також збільшення поперечних перерізів найбільш відповідальних елементів, від яких залежить безпека пасажирів у 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 у себе такі стадії:

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

4.2. Розрахункова схема конструкції вагона

Приступаючи до розрахунку вагонної конструкції, насамперед слід установити, що є у даному випадку суттєвим і що несуттєвим. Необхідно провести її схематизацію і відкинути всі ті фактори, які не можуть скільки-небудь помітно вплинути на реальний характер роботи. Таке спрощення завдання 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 своєрідне завдання «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, завдання вибору оптимальної розрахункової схеми не просте.

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.

Першим кроком при виборі розрахункової схеми є припущення про приведення геометричної форми вагонної конструкції до типових схем тіл у будівельній механіці. Вони класифікуються на: балки, ферми, рами (плоскі та просторові), оболонки, пластинки. Проміжні місця займають комбіновані схеми.

Геометрична схема зумовлена, безумовно, формою деталі вагона, а також поставленою метою дослідження її напруженого стану. Надресорні балки візків, осі колісних пар розглядаються як статично визначені балки. Розрахункові схеми візків та кузовів вантажних і пасажирських вагонів приймаються у вигляді статично невизначених рам, кришок розвантажувальних люків – у вигляді пластин. При наближених розрахунках котла цистерни та кузова пасажирського вагона їх розрахункові схеми приводяться до двоконсольних статично визначених балок. Напружений стан головних перерізів визначається за елементарними формулами опору матеріалів. Коли ж потрібний більш точний розрахунок, то ці конструкції розглядаються як оболонки (відповідно суцільна та з вирізами) з використанням складного аналітичного апарату теорії пружності.

Приймаються спрощення і 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 представляє 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. Звичайно, 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.

4.3. 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 чи пасажирів, 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 рушанні 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 приводяться до таких схем за напрямком їх дії:

- вертикальних;
- бокових (поперечних);
- повздовжніх.

Як правило, вважається, що сили діють незалежно одна від одної. Це відомий у теорії опору матеріалів принцип суперпозиції. Якщо матеріал конструкції вагона працює у 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 («I» та «III») і один додатковий спеціальний («II») розрахункові режими.

В експлуатації режиму «I» відповідають для вантажних вагонів такі умови: осаджування та рушання 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 «III» відображує звичні експлуатаційні умови руху вантажних та пасажирських вагонів у складі поїзда на прямих та кривих дільницях 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 встановлюються близькими до границі витривалості матеріалу з

урахуванням спільної дії квазістатичних, вібраційних та ударних навантажень, впливу корозії.

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

4.4. Визначення навантажень, що діють на вагон

4.4.1. Вертикальні навантаження

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 (кН) за формулою

$$P_B^{(CT)} = \frac{P_{БР} - P_Ч}{m}, \quad (4.1)$$

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

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

m – кількість 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, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Маса пасажирів з багажем знаходиться як добуток співмножників – розрахункової населеності вагона і маси одного пасажирів з багажем. Населеність вагона дальнього сполучення визначається найбільшою кількістю місць, передбачених проектом вагона. Максимальна населеність вагона міжобласного сполучення визначається кількістю місць для сидіння та щільністю пасажирів, що стоять (згідно з [6] п'ять чоловік на 1 м^2

вільної площі підлоги вагона, площа шириною 250 мм біля краю дивана, що зайнята ногами сидячих пасажирів, не ураховується). Середня маса одного пасажирів з багажем для всіх пасажирських вагонів дорівнює 100 кг.

Формула (4.1) універсальна для визначення вертикальної статичної сили, що діє на будь-який вузол вагона.

Вертикальне динамічне навантаження знаходиться за формулою

$$P_B^{(D)} = P_B^{(CT)} \cdot K_{Д.В.}, \quad (4.2)$$

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

Імовірність коефіцієнта вертикальної динаміки як випадкової функції має вигляд [6]

$$K_{Д.В.} = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{K_{Д.В.}^2}{K_{Д.В.}^2} \cdot \beta^2\right). \quad (4.3)$$

Звідси коефіцієнт вертикальної динаміки як квантіль цієї функції дорівнює

$$K_{Д.В.} = \frac{\overline{K_{Д.В.}}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{Д.В.})}}, \quad (4.4)$$

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

β - параметр розподілення, уточнюється за експериментальними даними; при сучасних умовах експлуатації для вантажних вагонів завантажених $\beta=1,13$ і 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

$$\overline{K}_{Д.В.} = a + 3.6 \cdot 10^{-4} v \frac{V-15}{f_{СТ}}, \quad (4.5)$$

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

v - коефіцієнт осності, $v = \frac{n'+2}{2n'}$;

V – швидкість руху, при проектуванні конструкційна, м/с;

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

n' - кількість осей візка або групи візків під одним кінцем вагона (для багатовісних вагонів, наприклад, транспортерів).

Для шкворневих вузлів рами і шкворневих стояків кузова розрахунковий коефіцієнт вертикальної динаміки з урахуванням пружних коливань вагона визначається за формулою

$$K_{Д.В.}^{(p)} = K_{Д.В.} \cdot (1 + \psi), \quad (4.6)$$

де ψ – параметр, який при відсутності дослідних даних приймається $\psi = 0,2$.

4.4.2. Бокові навантаження

Бокові навантаження у загальному випадку перпендикулярні поздовжній площині симетрії вагона. До них відносяться відцентрові сили, сили тиску вітру, сили динамічної взаємодії вагона та колії у горизонтальній площині поперек колії, бокові поперечні сили взаємодії між вагонами в кривих дільницях колії.

Відцентрова сила виникає у кривих дільницях колії, направлена по горизонталі перпендикулярно поздовжній осі вагона, а прикладена в центрі мас вагона. Вона визначається за формулою

$$C = \frac{P_{БР} \cdot V^2}{g \cdot R}, \quad (4.7)$$

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. 4.1). З урахуванням підвищення зовнішньої рейки на величину h_p і, отже, нахилу кузова рівнодіюча бокових сил (горизонтальних проєкцій сил C та $P_{БР}$) дорівнює

$$H_{Ц} = C \cdot \cos \alpha_{Ц} - P_{БР} \cdot \sin \alpha_{Ц}, \quad (4.8)$$

де $\alpha_{Ц}$ – кут, показаний на рис. 4.1.

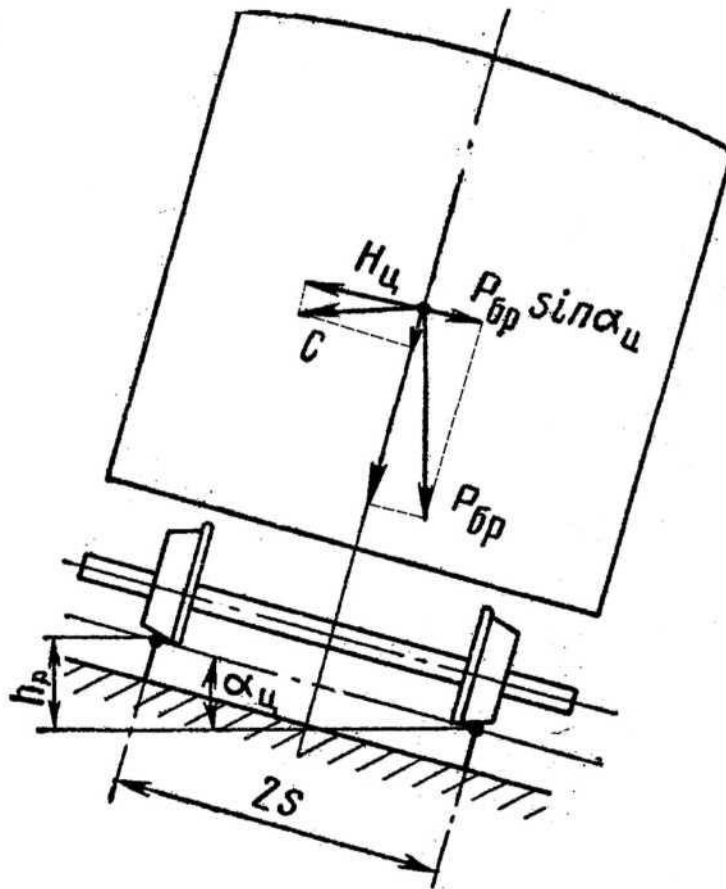


Рис. 4.1. Схема дії сил на кузов вагона в кривій ділянці колії

Оскільки величина кута $\alpha_{Ц}$ мала, то можна вважати, що $\cos \alpha_{ц} \approx 1$; $\sin \alpha_{ц} \approx \operatorname{tg} \alpha_{ц} = \frac{h_P}{2S}$.

Тоді

$$H_{Ц} = P_{BP} \left(\frac{V^2}{g \cdot R} - \frac{h_P}{2S} \right), \quad (4.9)$$

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

$$H_{Ц} = \eta \cdot P_{BP}. \quad (4.10)$$

Нормама [6] зазначено: для вантажних вагонів $\eta = 0,075$; для пасажирських вагонів $\eta = 0,1$.

Центр мас завантаженого кузова приймається на відстані від рівня геометричної осі колісної пари: 1,7 м – для одноповерхового пасажирського вагона; 2,3 м – для двоповерхового пасажирського вагона; 2 м – для вантажного вагона.

Рівнодіюча сила тиску вітру прикладається у центрі мас площі бокової поверхні кузова з вантажем паралельно поперечній осі вагона. Вона вважається квазістатичною і знаходиться за формулою

$$H_B = \tau_B \cdot F_B, \quad (4.11)$$

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, типу котлів цистерн, на 10%;

F_B – площа бокової проекції кузова з вантажем, м².

Зауважимо, що сила вітру приймається 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 у вигляді

$$P(H_p) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{H_p^2}{\overline{H_p^2}}\right). \quad (4.12)$$

Значення рамної сили визначається як квантіль цієї функції при розрахунковій одnobічній імовірності $P(H_p) = 0,97$ за формулою

$$H_p = \overline{H_p} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4} \ln \frac{1}{1 - P(H_p)}}, \quad (4.13)$$

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

Величина $\overline{H_p}$ знаходиться за формулою

$$\overline{H_p} = q_0 \cdot v \cdot \delta(5 + V), \quad (4.14)$$

де q_0 , v - визначаються за формулами (2.18) і (4.5) 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.4.2)

$$P_N = H = N \frac{L_a}{R}; \quad (4.15)$$

- для випадку дії стискувальних поздовжніх сил (рис. 4.3)

$$P_N = H \frac{l}{L} = N \left[\frac{\delta \cdot L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_a}{R} \right] \frac{l}{L}, \quad (4.16)$$

де N – квазістатична сила, що прикладена вздовж осі корпусу автозчепа. Величина її наведена в табл. 4.1 для режиму „1”;

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 автозчепа (для автозчепа 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 м – для пасажирських на візках з колісковим ресорним підвішуванням.

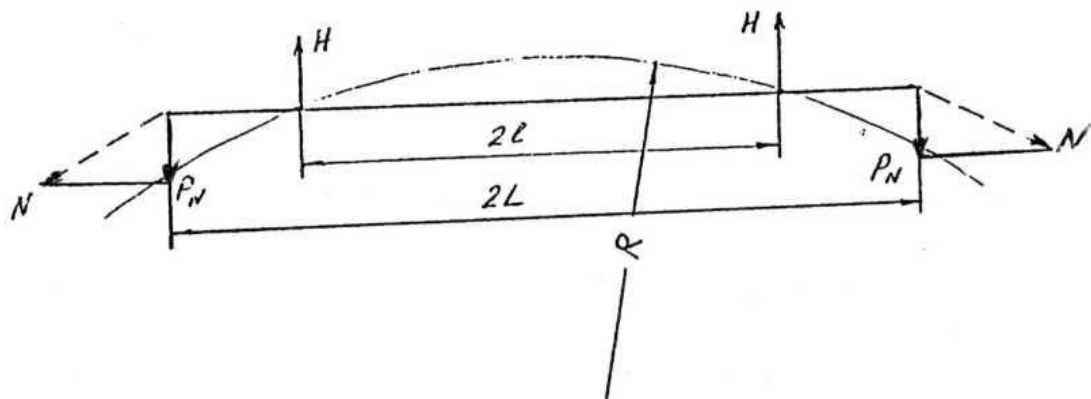


Рис. 4.2. Поперечні сили взаємодії між вагонами в режимі дії розтягувальних сил

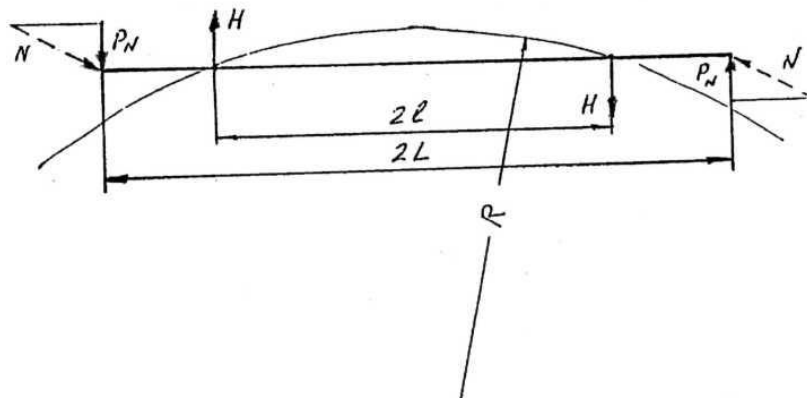


Рис. 4.3. Поперечні сили взаємодії між вагонами при дії стискувальних сил

Сила P_N прикладається до рами кузова в площині передніх упорних кутників автозчепа у випадку дії розтягувальних поздовжніх сил та в площині задніх упорних кутників при дії стискувальних сил.

4.4.3. Поздовжні сили

Поздовжні навантаження представляють 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 автозчепного пристрою. Величини їх приймаються як нормативні для розрахункових режимів і наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Величини поздовжніх сил

Найменування вагонів	Величина поздовжньої сили, МН			
	Розрахункові режими			
	I		II	
	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 автозчепа обох кінців вагона;
- сили удару чи ривка, прикладені до упорів автозчепа одного кінця вагона й урівноважуються силами інерції мас вагона.

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

$$N_I = N \frac{m}{M_{\text{бр}}}, \quad (4.17)$$

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

m - маса вузла, деталі, вантажу, для якої знаходиться сила інерції;
 $M_{\text{бр}}$ - загальна маса (маса брутто) вагона.

Можна використати й іншу формулу для визначення сили інерції

$$N_I = m \cdot a_x, \quad (4.18)$$

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

Поздовжні сили інерції прикладаються у центрі мас вузла вагона чи вантажу. Передача сили інерції вантажу на конструкції вагона зумовлена властивостями вантажу та умовами закріплення його і може здійснюватись за рахунок сил тертя (через пристрої кріплення чи фіксації – пов'язочні кільця, скоби, прокладки, упори, фітинги 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 (додатка)**, що діє на передній за ходом руху візок вагона. Ця вертикальна сила визначається за формулою

$$P_B^{(I)} = N_I^{(K)} \cdot \frac{h_K}{2l}, \quad (4.19)$$

де $N_I^{(K)}$ - поздовжня сила інерції кузова брутто, знаходиться за формулами (4.17) або (4.18);

h_K - відстань від центра мас завантаженого кузова до осі автотчепа;

$2l$ – база вагона.

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

5. КОЛІСНІ ПАРИ ВАГОНІВ

5.1. Призначення і основні вимоги до колісних пар

Колісна пара є однією з головних і відповідальних частин вагона. Вона направляє рух по рейковій колії і сприймає всі навантаження, що передаються від вагона на рейки. Безпека руху потягів безпосередньо залежить від конструкції, матеріалу, технології виготовлення і ремонту колісних пар, а також якості їх огляду та технічного обслуговування. Конструкція і стан колісних пар впливають на плавність ходу, величину навантажень, що виникають при взаємодії вагона і колії, і опір руху поїзда. Працюючи в сучасних режимах експлуатації і екстремальних умовах навколишнього середовища, колісна пара повинна задовольняти таким основним трьом умовам:

- мати достатню міцність, при можливо мінімальній масі з метою зниження тари рухомого складу і зменшення безпосередньої дії на рейкову колію і елементи вагона при проходженні нерівностей рейкової колії;
- володіти деякою пружністю, яка забезпечує зниження рівня шуму і пом'якшення поштовхів, що виникають при русі вагона по рейковій колії;
- сумісно з буксовими вузлами забезпечувати можливо менший опір при русі вагона і можливо більший опір спрацюванню елементів, що піддаються зношуванню в експлуатації.

5.2. Класифікація і розвиток колісних пар

Колісна пара складається з осі і двох укріплених на ній коліс. Типи, основні розміри і технічні умови на виготовлення визначаються державними стандартами, а утримання в експлуатації і ремонт - "Правилами технічної експлуатації залізниць" і спеціальною "Інструкцією з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар" ЦВ-ЦЛ-0062 [22].

Тип колісної пари визначається типом осі та діаметром коліс, а також конструкцією підшипника та способом його кріплення на шийці осі. Крім того, розміри осей можуть відрізнятися залежно від величини розрахункового навантаження.

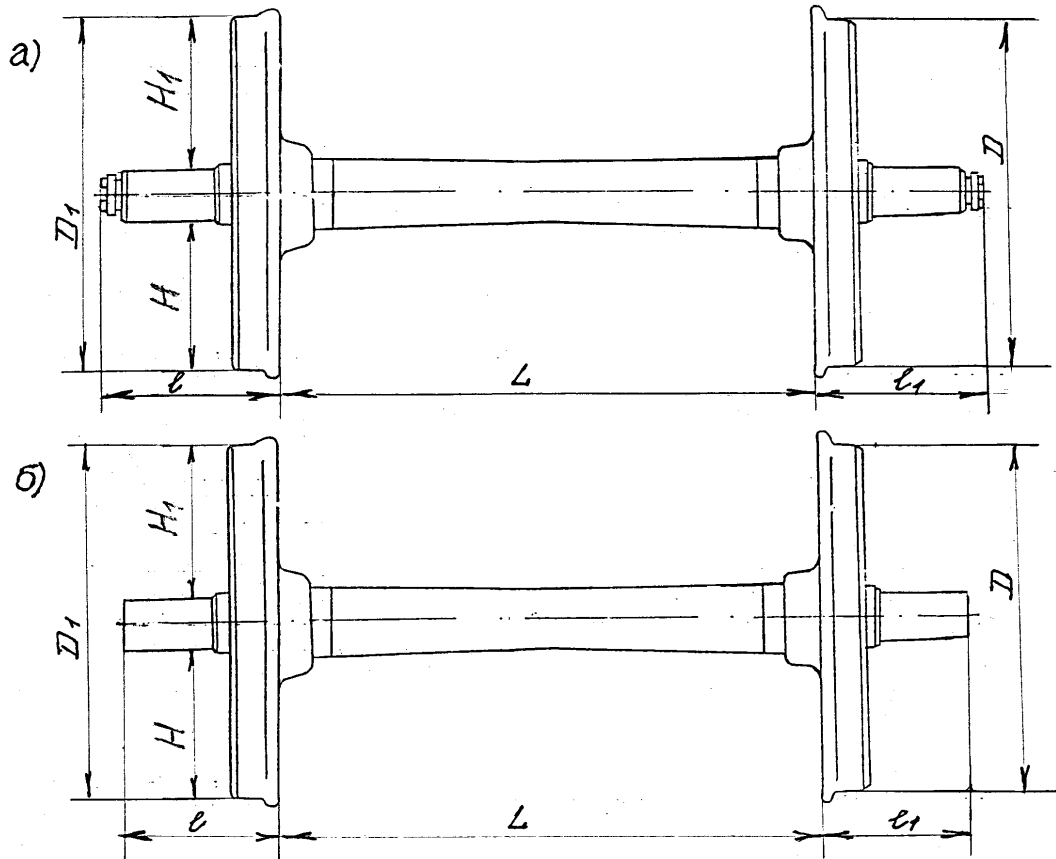


Рис. 5.1. Загальний вид колісної пари

У вагонах магістральних залізниць широкої колії, окрім моторних і причіпних вагонів електросекцій, а також вагонів дизель-потягів, використовуються колісні пари двох типів: РУ1-957 (рис. 5.1, а) та РУ1Ш-957 (рис. 5.1, б).

Позначення РУ1 і РУ1Ш означає, що вісь призначена для роликів підшипників (РУ – роликів уніфікована, тобто призначена для пасажирських і вантажних вагонів, Ш – торцеве кріплення підшипників шайбою).

Колеса, що укріплені на одній осі, повинні мати різницю діаметрів кругів катання ($D_1 - D_2$) не більше 1 мм. Це необхідно для попередження перекосів і ковзань колісної пари, що

підвищує опір руху, викликає нерівномірне і збільшене зношування поверхонь катання коліс і скручування осі 2.

Різниця L відстаней між внутрішніми боковими поверхнями ободів коліс в одній колісній парі, виміряна в чотирьох точках, розташованих у двох взаємно перпендикулярних площинах, не повинна перевищувати 1,5 мм.

Таблиця 5.1

Основні характеристики колісних пар

Тип колісної пари	Варіанти	Тип вагона	Торцеве кріплення	Відстань між внутрішніми гранями коліс, мм
РУ1-957	А	вантажні	Гайка М110	1440 ⁺¹ ₋₂
	Б	пасажирські для швидкостей до 33 м/с (120 км/год)		
	В	пасажирські для швидкостей понад 33 м/с (120 км/год) і до 39 м/с (140 км/год)		1440 ⁺² ₋₁
	Г	пасажирські для швидкостей понад 39 м/с (140 км/год) і до 44,4 м/с (160 км/год)		
	Д	немоторні електровагони для швидкостей до 36,1 м/с (130 км/год)		
РУ1-957Ш	А	вантажні	Шайба та 4 болти М20	1440 ⁺¹ ₋₂
	Б	пасажирські для швидкостей до 33 м/с (120 км/год)		1440 ⁺² ₋₁
	В	пасажирські для швидкостей понад 33 м/с (120 км/год) і до 39 м/с (140 км/год)		

Різниця відстаней від торців шийок або передпідматочинних частин осі до внутрішніх бокових поверхонь ободів коліс з одного та іншого боків колісної пари ($l-l_1$) не повинна перевищувати 3,0 мм. Відхилення від співвідношення кругів катання коліс відносно осі базової поверхні (H_1-H_2) повинно бути не більше 1мм.

Однією з вимог, що пред'являються до колісної пари, є обмеження її невірноваженості.

Невірноваженість (дисбаланс) колісних пар викликає додаткові напруги в елементах залізничної колії, колесах, осях та інших деталях вагона, а також додаткове зношування ходових частин, погіршення стійкості колісної пари на рейках. Оскільки обумовлені дисбалансом сили інерції пропорційні квадрату швидкості руху, для колісних пар, що експлуатуються з швидкостями 39-44 м/с, передбачено динамічне балансування; дисбаланс у площині кожного колеса щодо осі, що проходить через центри кругів катання коліс, повинен бути не більше 6 Н×м.

У дореволюційній Росії колісні пари оснащували в основному складовими (бандажними) колесами, що складаються з колісного центру і зміцнюючих його елементів. До 1892 р. застосовували колеса, центри яких були дерев'яними (рис. 5.2) (колеса Мензеля).

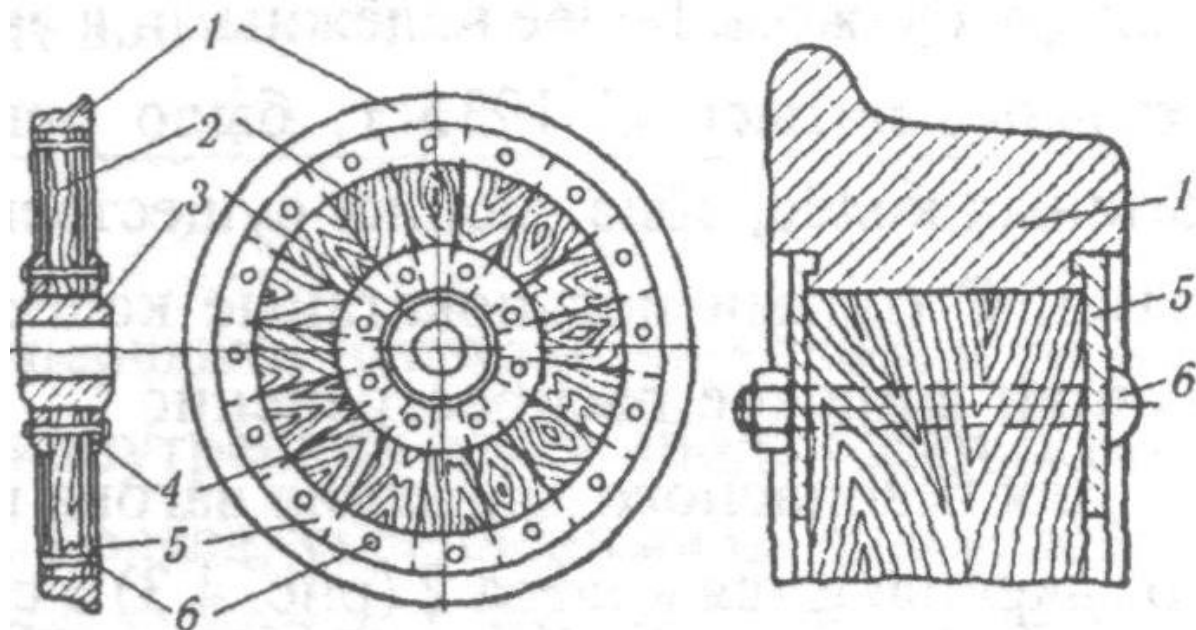


Рис. 5.2. Колесо Мензеля

Їх виготовляли з дерева твердих порід. У колісному центрі поміщали дерев'яний диск 2, що складався з 16 секторів дерева тику. Він знаходився між бандажем 1 і маточиною 3, скріплювався з ними за допомогою кілець 4 і 5, стягнутих болтами 6. У ті часи колеса характеризувалися безшумним і порівняно спокійним ходом, пом'якшували вертикальні поштовхи, що було особливо важливо для пасажирських потягів, швидкохідних автомотрис.

Проте внаслідок усихання дерева в процесі експлуатації болти слабшали, що порушувало безпеку руху потягів і приводило до необхідності постійного нагляду за станом кріплення.

Тому колеса з дерев'яними центрами вилучили з експлуатації. До 1900 р. найбільше розповсюдження отримали ковани центри, потім литі спицеві, дискові сталеві і чавунні. У 1948 р. виготовлення чавунних центрів було припинено через велику масу, малу міцність і часті пошкодження при формуванні колісних пар. Припинилося також виготовлення спицевих центрів, оскільки вони створювали нерівномірну жорсткість, послаблення з'єднання з бандажем. Під час руху вагона центри спиць викликали завихрення повітря, яке наносило на поверхні, що труться, ходових частин пісок, що викликало підвищене зношування і задирки при цьому металу.

У 1931 р. почався перехід від бандажних коліс широкої колії до більш досконалих безбандажних, який завершився у 70-х рр. У 1953 р. виробництво чавунних коліс було припинено, оскільки на них часто з'являлися вищербини, раковини та відколи, що загрожували безпеці руху потягів. Більш надійними в експлуатації зарекомендували сталеві литі. З 1935 р. було організовано виробництво суцільнокатаних коліс, що володіють істотними перевагами перед литими. З роками суцільнокатані колеса вдосконалювалися, і вони отримали широке розповсюдження. Але в останні декілька років через нестачу потужностей на заводах з виробництва суцільнокатаних коліс на Україні Укрзалізниця вирішила повернутися до використання литих коліс. Зараз дослідні партії литих коліс проходять експлуатаційні випробування.

5.3. Конструкція вагонних осей

Вагонна вісь є складовою частиною колісної пари та являє собою сталевий брус круглого перетину, розміри якого змінюються вздовж довжини осі. На підматочинних частинах розташовуються колеса, а на шийках укріплюються підшипники.

Осі розрізняються:

- розмірами основних елементів – залежно від величини навантаження, що діє ;

- формою поперечного перетину – суцільні або порожнисті.

Окрім цих ознак, осі можуть ще розрізнятися за матеріалом і технологією виготовлення.

Вагонні колісні пари, залежно від способу торцевого кріплення підшипників, мають осі типу:

- РУ1 – з кріпленням гайкою (рис. 5.3, а);
- РУ1Ш – з кріпленням шайбою (рис.5.3, б).

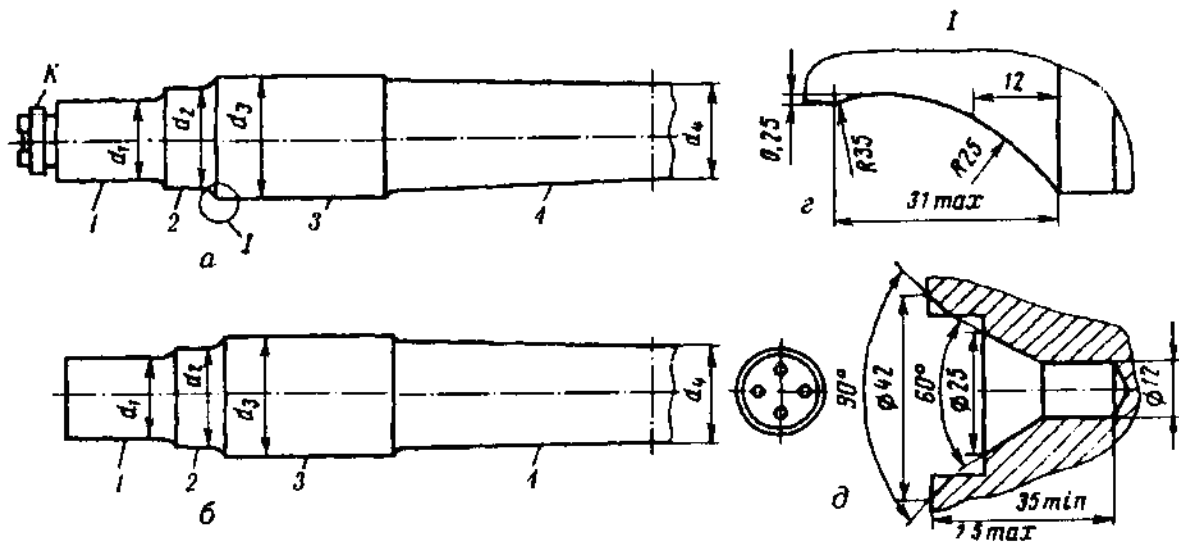


Рис. 5.3. Конструкція вагонних осей

Між шийками 1 та підматочинними частинами 3 знаходяться передпідматочинні частини 2, що призначені для розміщення деталей задніх ущільнюючих пристроїв букс, а також зниження концентрації напружень у перехідних перетинах від підматочинних частин до шийок осі. У місцях зміни діаметрів для зниження концентрації напружень є плавні сполучення – галтелі,

виконані певними радіусами; від шийки 1 до передпідматочинної 2, від маточинної до підматочинної 3 і від середньої 4 до підматочинної частини. Зниження концентрації напружень, викликаних посадкою внутрішнього кільця роликового підшипника, забезпечується розвантажуючою канавкою, розташованою у початку задньої галтелі шийки. Осі для підшипників кочення на кінцях шийок мають нарізну частину К (рис. 5.3, а) для нагвинчування корончатої гайки. На торці є паз із двома нарізними отворами для постановки і кріплення двома болтами стопорної планки.

У вагонних осях з кріпленням підшипників кочення за допомогою приставної шайби в торцях шийок роблять нарізні отвори для болтів (рис. 5.3, б) у двох варіантах: за допомогою трьох або чотирьох болтів.

На торцях всіх типів осей передбачені центрові отвори, що призначені для встановлення та закріплення осі або колісної пари в центрах при обробці на токарному верстаті. Форма і розміри центрових отворів стандартизовані. Осі колісних пар, обладнаних дисковим гальмом, а також осі, на яких передбачена установка привода підвагонного генератора, мають посадочні поверхні для встановлення гальмівних дисків або деталей редуктора. Основні розміри і навантаження, що допускаються, для стандартних типів осей вагонів широкої колії приведені в табл. 5.2. На шийки осей РУ1 і РУ1Ш встановлюють роликові підшипники із зовнішнім діаметром 250 мм.

Таблиця 5.2

Основні розміри осей, мм

Тип осі	Діаметр				Довжина шийки	Загальна довжина осі	Відстань між центрами прикладення навантаження на шийки
	шийки	передпідматочинна частина	підматочинна частина	середина			
РУ1	130	165	194	165	176	2294	2036
РУ1Ш	130	165	194	165	190	2216	2036

Осі проектують у виконанні УХЛ згідно з ГОСТ 15150. Для вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм осі виготовляють з осевої заготовки згідно з ГОСТ 4728. Для вагонів основних типів використовується сталь марки ОсВ. Хімічний склад осевої сталі у відсотках: вуглецю – 0,4...0,48; марганцю – 0,55...0,85; кремнію – 0,15...0,35; фосфору – не більше 0,04; сірки – не більше 0,45; хрому та нікелю - кожного не більше 0,3; міді – не більше 0,25.

Параметри шорсткості чистової осі встановлені ГОСТ 2789. Відповідно до ГОСТ 4008 гарантійний термін експлуатації чистових осей 8,5 років, а термін служби – 15 років.

Технологічний процес виготовлення вагонної осі має важливе значення у забезпеченні її надійної роботи в експлуатації. Чорнові осі виготовляють з осевої заготовки методами кування, частіше методом гвинтового плющення або радіально-ротаційної гарячої деформації. Виготовлення двома останніми з наведених методами забезпечує найвищу продуктивність і поліпшення якостей металу осі. Після формоутворення профільні заготовки піддають нормалізації або нормалізації з додатковою відпусткою. Всі термічні операції здійснюються при автоматичній реєстрації заданих режимів. Механічні властивості матеріалу осі при цьому повинні відповідати вказаним у табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Механічні властивості матеріалу вагонної осі

Тимчасовий опір при розтягуванні, МПа	Відносне подовження, %, не менше	Ударна вязкість, МДж/м ²	
		Середнє значення, не менше	Мінімальне значення
580,0 – 615,0	20,0	0,5	0,35
620,0 – 645,5	19,0	0,4	0,3
650 та більше	18,0	0,35	0,3

На торці чистової осі передбачене відповідне маркування з відповідним розташуванням знаків та клейм (рис. 5.4).

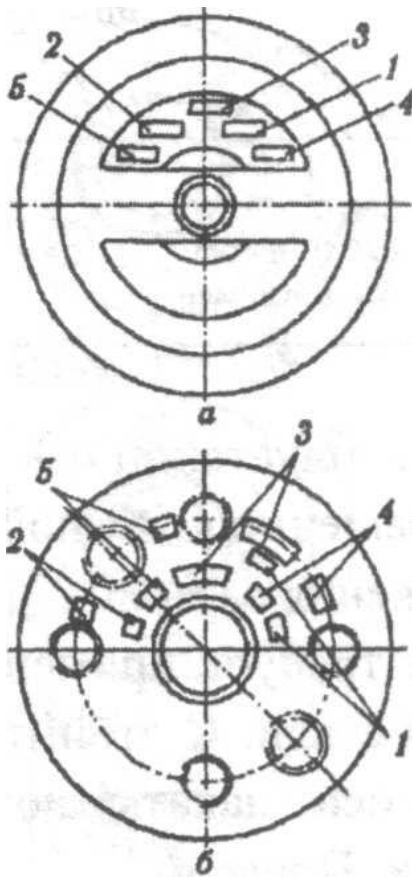


Рис. 5.4. Маркування осей:

1 – клеймо державного приймальника; 2 – умовний номер підприємства, яке виконувало обробку та наносило знаки маркування; 3 — номер осі; 4 – останні цифри року виготовлення чорнової осі; 5 – клейма технічного контролю

В експлуатації вісь працює при нестационарному режимі навантаження при обертанні колісної пари. Тому вона буде зазнавати знакозмінних напружень з амплітудами змінної величини. Такий нестационарний режим вимагає застосування заходів з підвищення межі витривалості осьової сталі. З цією метою після механічної обробки всю поверхню осі накачують роликками на спеціальних токарно-накатних верстатах. Після накатки шийки осі і підматочинні частини шліфують, в одній камері промивають водним розчином триетаноламіну, в іншій – обдувають повітрям.

Підвищення втомної міцності матеріалу осі може бути також досягнуто вдосконаленням термічної обробки. Наприклад, індукційне гартування у порівнянні із звичайною термообробкою підвищує межу витривалості удвічі. Проте, як показали виконані дослідження, при цьому різко знижується міцність пресового з'єднання таких осей з колесами.

Як відомо, напруження поперечного згинання розподіляються нерівномірно по перетину деталі, досягаючи найбільшої величини в зовнішніх волокнах і якнайменшої - у внутрішній частині. Тому для умов, що розглядаються, доцільно замінити суцільний перетин порожнистим. Наприклад, вал порожнистого (кільцевого) перетину із зовнішнім діаметром 125 мм і внутрішнім 75 мм має площу перетину, а отже, і масу на 30% менше, ніж вал суцільного перетину діаметром 120 мм, хоча моменти опору згинанню і крученню (міцність) перетинів обох валів однакові. На цьому засновано прагнення застосовувати порожнисті осі колісних пар замість осей суцільного перетину. Крім того, при виготовленні порожнистих осей вдається досягти поліпшення структури і механічних властивостей металу. Наприклад, за даними Асоціації американських залізниць (AAR), межа витривалості порожнистої осі, виготовленої з товстостінної труби, складала 132 МПа в середній частині та 93 МПа в місці напрусування колеса, а в осей суцільного перетину ці показники відповідно рівні 121 і 62 - 83 МПа.

Для упровадження пропонувалися осі, виготовлені з товстостінних труб шляхом висадки шийок і підматочинних частин, отримані відцентровим відливанням, виконані висвердлюванням внутрішньої частини. Колісні пари з порожнистими осями застосовують на залізницях Швейцарії і деяких інших країн Західної Європи. Проте створення надійних колісних пар з порожнистими осями є складним завданням. Досвід експлуатації таких колісних пар у СРСР показав, що зусилля розпресування коліс виявилось меншим, ніж зусилля запресування. Це свідчить про те, що в процесі експлуатації натяг слабшав. Через це подібні осі та колісні пари вилучили з експлуатації.

5.4. Конструкція вагонних коліс

Колеса розрізняються:

- конструкцією - безбандажні (цільні) і бандажні (складові, тобто що складаються з бандажа, колісного центра і запобіжного кільця);
- матеріалом - сталеві і чавунні;
- способом виготовлення - катані і литі;
- розмірами діаметра поверхні катання маточини (розміри останньої визначаються діаметром підматочинної частини осі).

Елементами конструкції колеса є обід, диск і маточина. У найскладніших умовах навантаження знаходиться обід і особливо та його поверхня, якою він котиться по рейці (поверхня катання). Метал обода повинен володіти великою міцністю, ударною в'язкістю, зносостійкістю; метал маточини, що утримується на осі силами пружності, - необхідною в'язкістю. Пружність також бажана для металу диска. Ці вимоги задовольняються у конструкції складового колеса, де бандаж виготовляється із сталі високої міцності і твердості, а колісний центр - з більш в'язкої і дешевої сталі. Досягнувши граничного зносу або появи іншого пошкодження, бандаж можна замінити без зміни колісного центра.

Такі колеса широко поширені у ряді західноєвропейських країн, а в минулі роки переважали і на залізницях нашої країни. Проте в порівнянні з цільними колесами бандажним колесам властиві значні недоліки: менші міцність і надійність (можливість послаблення бандажа, часта поява тріщини в колесах і зсуви коліс з осі), велика трудомісткість формування колісної пари (необхідність розточування і насадки бандажів), велика маса (на 36 кг для колеса діаметром 950 мм). Ці недоліки особливо істотно позначаються при підвищенні швидкості руху потягів і збільшенні навантажень на колеса. Тому бандажні колеса замінені безбандажними, з яких найбільш надійними є суцільнокатані.

Суцільнокатані колеса для вагонів широкої колії виготовляють за ГОСТ 9036. Такі колеса відрізняються більш раціональним розподілом металу по перетину диска і маточини,

меншим ухилом внутрішньої поверхні обода, відсутністю отворів для водил колесотокарного верстата (вони являють собою концентратори напружень), а також посилюванням допусків на відхилення розмірів окремих елементів, внаслідок чого досягається зменшення дисбалансу колеса.

Маса колеса складає 385 кг.

Полегшені колеса мають номінальний розмір діаметра по колу кочення 957 мм.

Суцільнокатане колесо складається з обода 1, диска 2 та маточини 3 (рис. 5.5). Робоча поверхня колеса являє собою поверхню кочення 4. Номінальний розмір ширини обода L_2 складає 130 мм. На відстані 70 мм від внутрішньої грані обода, що є базовою, розташований уявний круг кочення, який використовується для вимірювання спеціальними інструментами діаметра колеса, товщини обода та прокату.

Протилежна грань має назву зовнішня. Маточина 3 об'єднана з ободом 1 диском 2. Він розташований під деяким кутом до площини круга кочення. Це надає колесу пружність та сприяє зменшенню рівня динамічних сил під час руху вагона. Маточина призначена для посадки колеса на підматочинну поверхню осі. Основні розміри коліс наведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Основні розміри вагонних коліс, мм

D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	d_3	d_4
1	2	3	4	5	6	7
957 ± 7	810_{-10}	810_{-10}	190_{-4} 175_{-4}	263 ± 3	290^{+3}	350^{+3}

Продовження табл. 5.4

L_1	l_1	l_2	l_3	R_1	R_2	R_3
8	9	10	11	12	13	14
190^{+10}	24^{+4}	19^{+3}	82^{+5}	52^{+5}	100^{+2}	57^{+2}

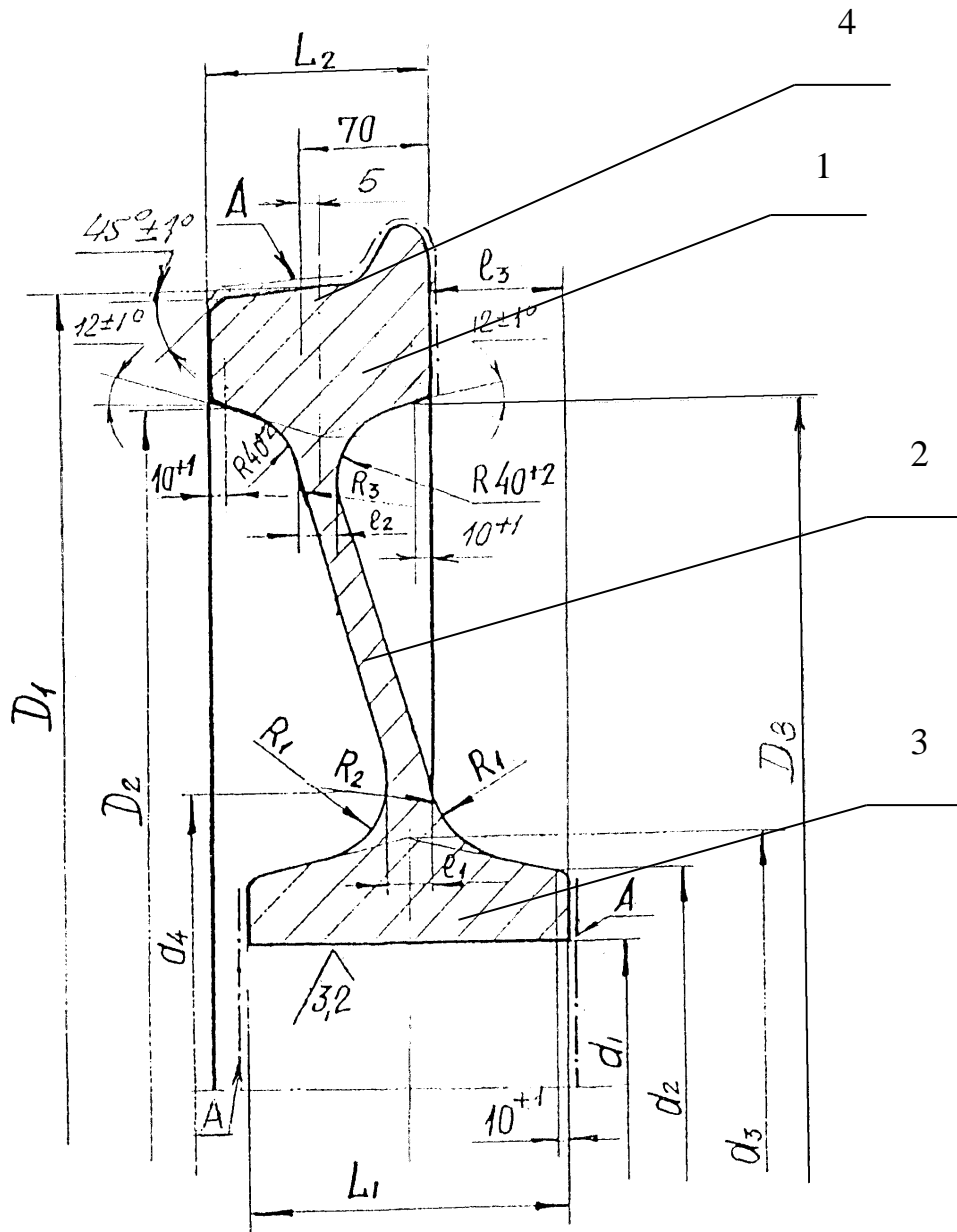


Рис. 5.5. Суцільнокатане колесо

Згідно із ГОСТ 10791-64 суцільнокатане колесо виготовляють із сталі двох марок: 1 – для пасажирських вагонів локомотивної тяги, немоторних вагонів електро- та дизель-поїздів; 2 – для вантажних вагонів колії 1520 мм з навантаженням від осі на рейки до 228 кН. Хімічний склад сталі у відсотках: марки 1) вуглецю – 0,44 - 0,52, марганцю – 0,8 - 1,2, кремнію – 0,4 - 0,6; ванадію – 0,08 - 0,15; марки 2) вуглецю – 0,55 - 0,65; марганцю – 0,5 - 0,9, кремнію – 0,20 - 0,42%. Для обох марок

сталей допускається фосфору не більше 0,035 і сірки не більше 0,04%. Механічні властивості термічно оброблених коліс повинні відповідати нормам, наведеним у табл. 5.5.

Для раціональної взаємодії коліс і рейкової колії важливе значення має форма поверхні катання - профіль колеса.

Таблиця 5.5

Механічні властивості матеріалу вагонного колеса

Марка сталі колеса	тимчасовий опір	відносне подовження	відносне звуження	твердість за Брінелем
		не менше		
1	882 - 1078	12	21	248
2	911 - 1107	8	14	255

Стандартний профіль поверхні катання (рис. 5.6), який має колесо після обточування, характеризується наявністю гребеня висотою 28 мм і товщиною 33 мм, зміряній на відстані 18 мм від вершини, конічної поверхні катання з конусностями 1:10 і 1:3,5 і фаски 6×6 мм.

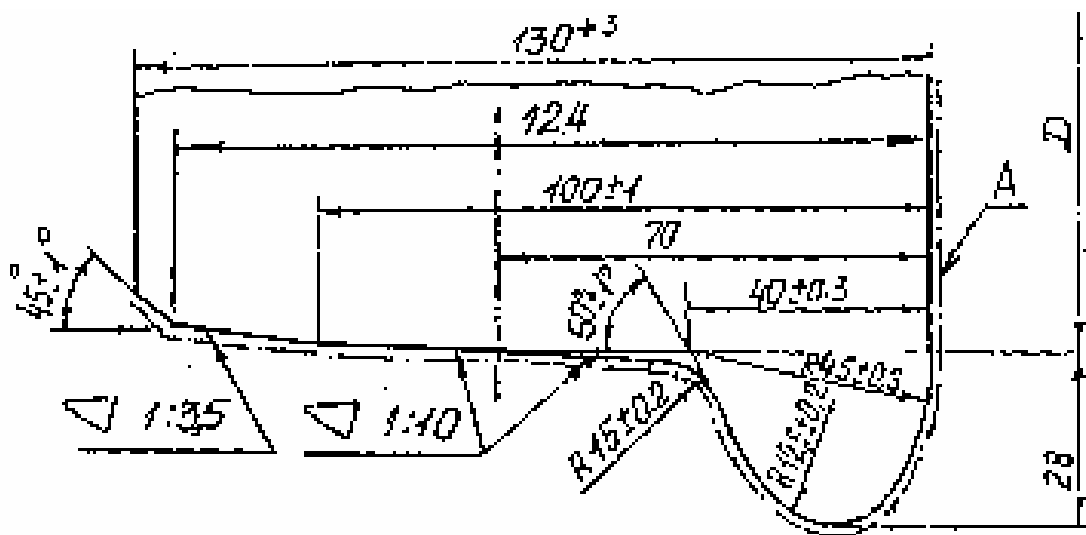


Рис. 5.6. Стандартний профіль поверхні катання колеса

Гребінь, що захищає колісну пару від сходу з рейок, має кут нахилу зовнішньої грані 60. Конічна поверхня на відміну від циліндрової запобігає утворенню нерівномірного за шириною колеса зносу (прокату), полегшує проходження кривих і центрує колісну пару в прямих ділянках колії. Проте через конічну форму поверхні катання з'являється звивистий рух колісної пари. Поверхнею, розташованою біля зовнішньої вертикальної грані, колесо рідше спирається на рейку, тому вона менше зношується, ніж основна поверхня контакту. Завдяки наявності конусності 1:3,5 і фаски зовнішня грань колеса підводиться над голівкою рейки, чим полегшується проходження стрілочних переводів за наявності прокату або напливу металу на колесі.

Оскільки колесо має конічну поверхню, його діаметр, величину прокату і товщину обода виміряють у певній площині - по колу катання, що знаходиться на відстані 70 мм від внутрішньої грані колеса. Відстань між колами катання коліс у вагонів широкої колії складає $2S=1580$ мм.

5.5. З'єднання колеса з віссю

Безпека руху поїздів багато в чому залежить від надійного з'єднання колеса з віссю. Це з'єднання здійснюється за допомогою холодної пресової посадки. За цим способом колеса, посаджені на вісь, утримуються на ній завдяки натягу, що утворюється за рахунок дещо більшого діаметра підматочинної частини у порівнянні з діаметром маточини колеса. При цьому від величини натягу істотно залежить міцність з'єднання: недопустимий як завищений, так і занижений натяг. Крім того, на надійність з'єднання колеса з віссю впливає точність обробки посадочних поверхонь – сам процес запресовування. Тому розміри пресового з'єднання колеса з віссю і технологія запресовування повинні строго відповідати вимогам ГОСТ4835 та іншим вказаним у ньому стандартам, а також вимогам нормативно-технічної документації Укрзалізниці, в яких установлені також норми контролю міцності посадки і способи усунення несправностей, що виникають у процесі запресовування.

Формування вагонних колісних пар і процес запресовування коліс на ось здійснюють у колісних цехах вагонобудівного (ВБЗ), вагоноремонтного (ВРЗ) заводів і вагонних колісних майстернях (ВКМ), оснащених верстатами для обробки осей і коліс, стендами для дефектоскопії осей і коліс, гідравлічним пресом з індикатором якості запресовування, підйомними кранами, транспортними механізмами та ін. Перед запресовуванням проводять обробку поверхонь, що сполучаються, маточини колеса і підматочинної частини осі з дотриманням норм натягу, допусків круглості (овальності), хвилястості, шорсткості. Для забезпечення плавного заходу осі в маточину колеса зовнішній кінець підматочинної частини осі обточується на конус з різницею діаметрів не більше 1 мм і завдовжки 7...15 мм (запресувальний конус). Щоб витримати встановлену шорсткість, підматочинна та середня частини осі після механічної обробки зміцнюються накатуванням спеціальними роликками і потім випробовуються магнітним дефектоскопом. Посадочна поверхня маточини колеса розточується на карусельному верстаті.

Завдяки натягу поверхні, що сполучаються, деформуються під дією сили пресу P (рис. 5.7, а), долаючи сили опору деформації осі P_1 і маточини колеса P_2 , а також силу тертя P_T .

Причому сила тертя по мірі просування осі відносно маточини колеса зростає згідно із законом, близьким до прямолінійного, а сила на її подолання – по лінії Oa (рис. 5.7, б). Сумарна крива Od враховує подолання зусиль P_1 та P_2 і являє собою теоретичну діаграму залежності зусилля запресовування від величини просування колеса на осі.

Раціональне зусилля у кінці запресовування повинне знаходитися у межах 390...580 кН на кожні 100 мм діаметра підматочинної частини осі. Недопустимі як більші, так і менші величини кінцевих зусиль запресовування.

Контроль якості запресовування здійснюється за індикаторною діаграмою.

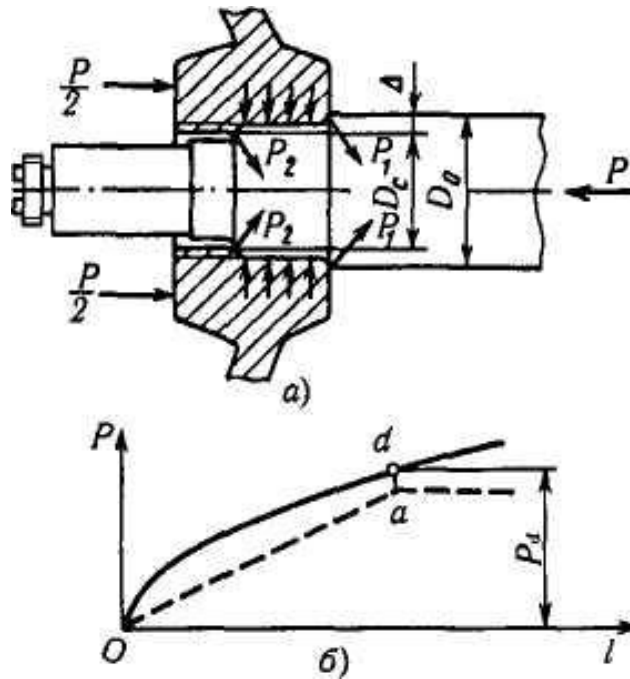


Рис. 5.7. Схема процесу запресовування колеса на вісь:
 а) схема розподілення зусиль;
 б) теоретична діаграма

На кожній прийнятій колісній парі в холодному стані вибивають знаки маркування. На торці шийки правого боку колісної пари наносять (рис. 5.8): 1 - знак формування; 2 - клеймо ВТК; 3 - умовний номер підприємства, що сформувало колісну пару; 4 - приймальні клейма Укрзалізниці; 5 - дату формування; 6 - клейма, що відносяться до виготовлення осі.

При виконанні монтажу буксових вузлів на підприємствах, які не проводили формування колісних пар, знаки і клейма про виробництво монтажу вибиваються на торці лівої шийки осі (рис. 5.9): 1 - умовний номер підприємства, що виконувало монтаж буксових вузлів; 2 - знак монтажу буксових вузлів; 3 - дата монтажу.

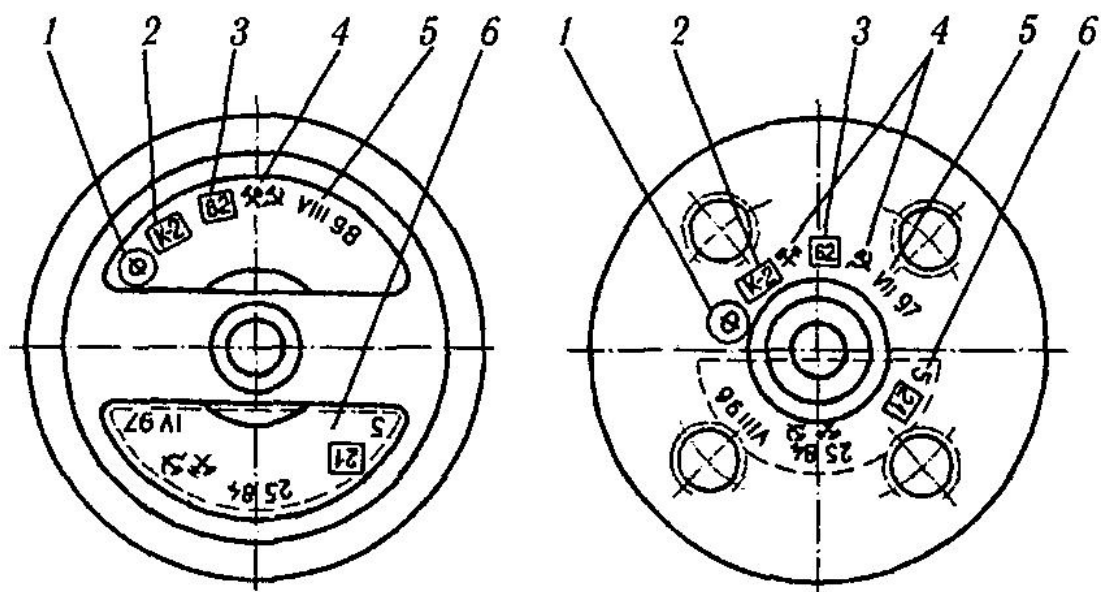


Рис. 5.8. Знаки та клейма, що наносяться на торець шийки правого боку колісної пари:

- а) вісь типу PУ1;
- б) вісь типу PУ1Ш

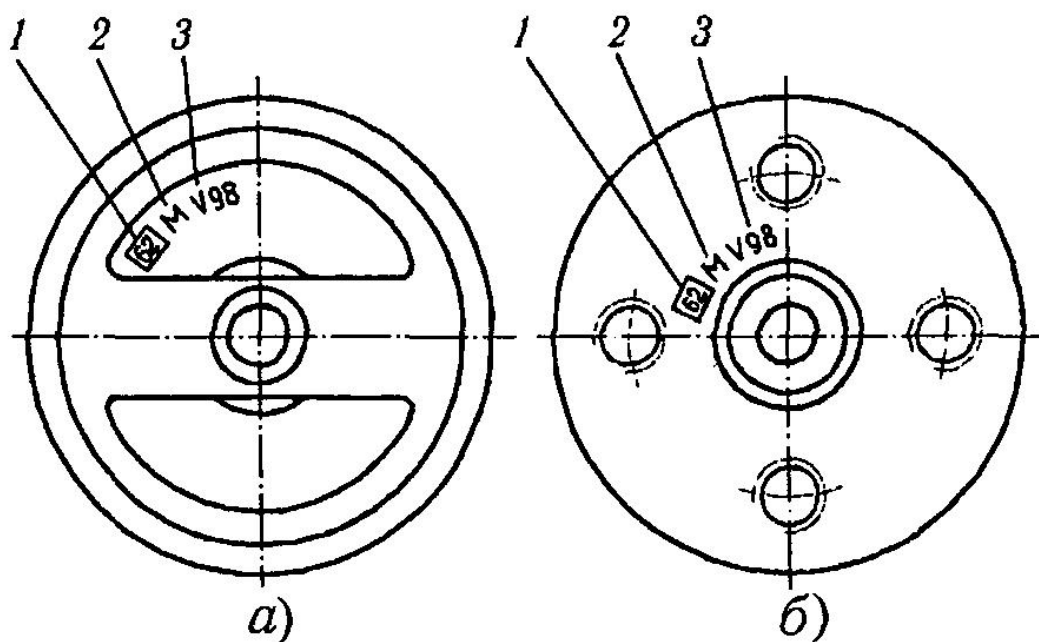


Рис. 5.9 Розташування знаків і клейм, що наносяться на торець шийки лівого боку колісної пари:

- а) вісь типу PУ1;
- б) вісь типу PУ1Ш

5.6. Розрахунок вагонної осі спрощеним методом

При використанні спрощеного методу розрахунку вагонної осі на міцність вісь розглядається у статичному стані (рис. 5.10). Вважають, що вісь вагона завантажена вертикальною і горизонтальною силами, які прикладені в центрі мас вагона. Вертикальне навантаження P дорівнює $1,25P_0$, а горизонтальне бокове навантаження $H = 0,5P_0$; P_0 - максимальне або фактичне навантаження на вісь; 1,25 і 0,5 – коефіцієнти, що враховують динамічність дії навантажень відповідно у вертикальному та горизонтальному напрямках.

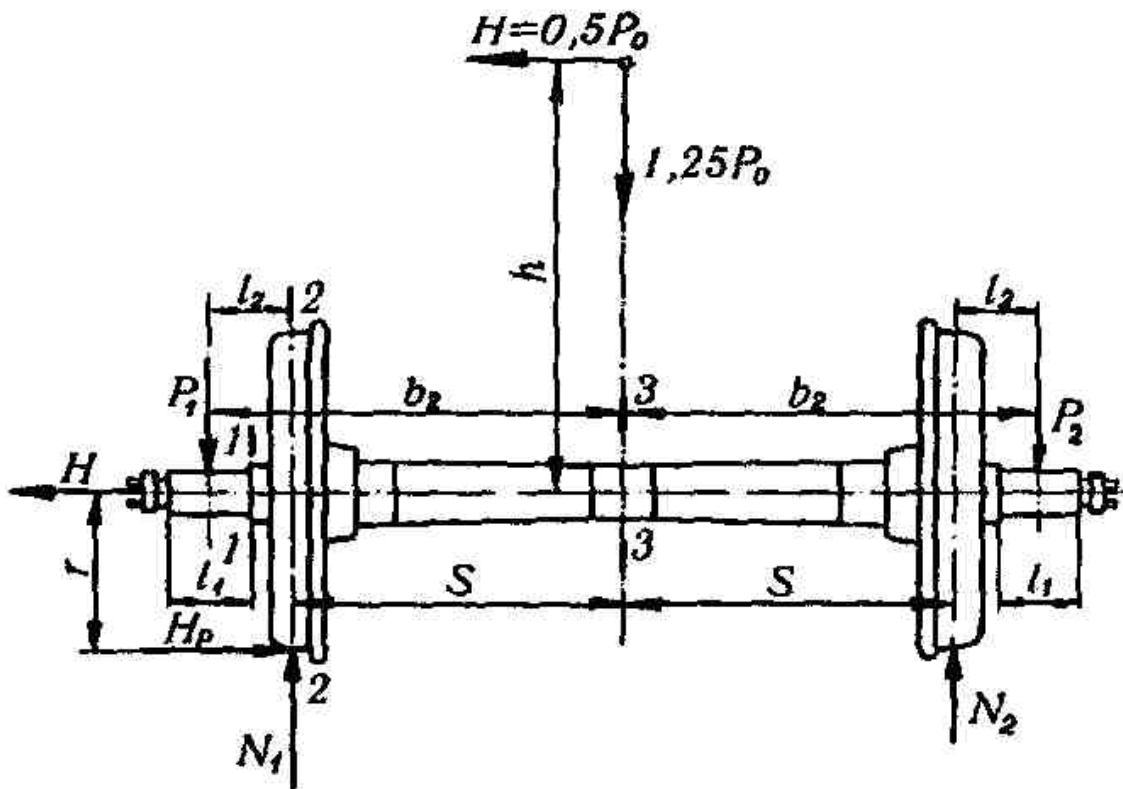


Рис. 5.10. Схема завантаження колісної пари

Максимальне статичне навантаження від колісної пари на рейку при проектуванні визначається технічним завданням. При оцінці міцності існуючої осі фактичне осьове навантаження обчислюється за формулою

$$P_0 = \frac{(P + T) \cdot g}{m_0}, \quad (5.1)$$

де P – вантажопідйомність вантажного вагона або маса пасажирів з багажем пасажирського вагона, т;
 T – маса тари вагона, т;
 m_0 – кількість колісних пар у вагоні;
 g - прискорення вільного падіння, м/с².

Якщо це не обумовлено технічним завданням, то зовнішні сили прикладаються на відстані $h = 1,45$ м від осьової лінії колісної пари.

Розрахункові сили викликають навантаження:

- лівої шийки осі

$$P_1 = \frac{1,25P_0}{2} + \frac{H \cdot h}{2b_2}; \quad (5.2)$$

- правої шийки осі

$$P_2 = \frac{1,25P_0}{2} - \frac{H \cdot h}{2b_2}. \quad (5.3)$$

Ці сили прикладаються до середин шийок осей.

У наведених формулах $2b_2$ - це відстань між серединами шийок осей додатка навантаження на шийку осі (2,036 м).

Тоді вертикальні опорні реакції для рейок для лівого і правого коліс відповідно:

$$N_1 = \frac{1,25P_0}{2} + \frac{H \cdot (h + r)}{2s}; \quad (5.4)$$

$$N_2 = \frac{1,25P_0}{2} - \frac{H \cdot (h + r)}{2s}, \quad (5.5)$$

де r - радіус колеса по колу катання;

$2s$ - відстань між колами катання коліс (1,58 м).

Горизонтальна реакція рейки урівноважує зовнішню горизонтальну силу H , тобто $H = H_p$, і прикладається до гребеня лівого колеса.

Очевидно, що при розрахунку вагонної осі найбільш небезпечними є три перетини:

- I-I - внутрішньої галтелі шийки осі;
- II-II - по кругу катання колеса;
- III-III - посередині осі.

Згинальний момент у внутрішньої галтелі шийки осі (перетину I-I) обчислюється за формулою

$$M_1 = P_1 \cdot \left(\frac{l_1}{2} + \Delta l \right), \quad (5.6)$$

де l_1 - довжина шийки осі, м;

Δl - максимальне допустиме спрацювання по довжині шийки.

Згинальний момент у підматочинній частині осі (у площині круга катання колеса, перетин II -II) обчислюється за формулою

$$M_2 = P_1 \cdot l_2 + H \cdot r, \quad (5.7)$$

де l_2 - відстань від середини осі до площини круга катання колеса, м.

Згинальний момент по середині осі (перетин III -III)

$$M_3 = P_1 \cdot b_2 + H \cdot r - N_1 \cdot s. \quad (5.8)$$

Моменти опору згинанню розрахункових перетинів визначаються за формулою

$$W_i = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32}, \quad (5.9)$$

де d_i – i -й розрахунковий переріз осі.

Основне рівняння міцності на згинання має такий вигляд:

$$M_i = W_i \cdot [\sigma_i], \quad (5.10)$$

де $[\sigma_i]$ - допустимі напруження, що допускаються у i -му перетині осі (табл. 5.6).

Визначаємо мінімально допустимі діаметри осі, що забезпечують необхідну міцність:

- шийки $d_1 = \sqrt[3]{\frac{32M_1}{\pi \cdot [\sigma_1]}}; \quad (5.11)$

- підматочинної частини $d_2 = \sqrt[3]{\frac{32M_2}{\pi \cdot [\sigma_2]}}; \quad (5.12)$

- середини осі $d_3 = \sqrt[3]{\frac{32M_3}{\pi \cdot [\sigma_3]}}. \quad (5.13)$

Напруження, що допускаються, при розрахунку осі умовним методом, наведені в табл. 5.6.

Таблиця 5.6

Напруження, що допускаються у розрахункових перетинах осі, МПа

Тип вагона	Шийка	Підматочинна частина	Середня частина
Пасажирський	100	140	130
Вантажний та ізотермічний	120	165	155

6. БУКСОВІ ВУЗЛИ ВАГОНІВ

6.1. Призначення букс

Букси призначені для передачі навантаження від візка на шийки осей, а також для обмеження подовжнього і поперечного переміщень колісної пари при русі вагона.

Як правило, буксовий вузол складається з корпусу, підшипників (одного або декількох) і деталей, що ущільнюють корпус як з переднього торця, так і з боку колеса.

Корпус букси служить також резервуаром для мастила, конструкція його забезпечує захист внутрішньої порожнини від забруднення і обводнення. В окремих конструкціях букс є додаткові пристрої для закріплення підшипників на шийці осі, полегшення їх зміни, а також пристрої для підведення мастила до поверхонь тертя.

Розміщується букса у візках між буксовими спрямовуючими (щелепами), що входять у пази корпусу букси. Є конструкції візків (так звані безщелепні візки пасажирських вагонів, ізотермічних вагонів з машинним охолодженням, деякі візки вантажних вагонів), у яких переміщення букс, а отже, і колісних пар щодо рами візка обмежується пружною деформацією пружин.

Букса проектується з таким розрахунком, щоб рівнодіюче навантаження на шийку осі проходило по вертикалі через середину шийки. Найпоширенішою є безпосередня передача навантаження на корпус букси зверху. При цьому навантажується тільки верхня частина корпусу букси. Проте при такому способі навантаження букса знаходиться у нестійкій рівновазі, що приводить до більш інтенсивного зносу буксових пазів, а також буксових щелеп. Щоб забезпечити меншу силу притиснення кутів корпусу букси до щелеп і зменшити знос елементів, у щелепних букс пази виконують великої висоти.

У сучасних пасажирських і деяких вантажних вагонах залізниць застосовують букси, у яких навантаження передається на кронштейни (крила) нижньої частини корпусу. При цій схемі передачі навантаження весь корпус букси є несучим.

6.2. Букси з роликівими підшипниками

Всі сучасні пасажирські і вантажні вагони обладнані буксами з роликівими підшипниками. Основні переваги роликівих підшипників у порівнянні з підшипниками ковзання такі:

- зниження питомого опору руху і, як наслідок, зниження витрати палива або електроенергії локомотивами (на 4-11% залежно від типу підшипників);
 - можливість збільшення швидкості руху або маси поїзда, що забезпечує підвищення пропускної і провізної спроможності залізниць;
 - зниження витрат на ремонт локомотивів;
 - зниження опору руху при русенні вагона з місця у 7-10 разів; при цьому величина опору не залежить від часу стоянки і температури зовнішнього повітря;
 - різке зменшення випадків нагрівання букс при підвищенні швидкостей руху, подовження безупинних пробігів і прискорення обороту вагона;
 - різке скорочення об'єму робіт з обслуговування букс в експлуатації, що дозволило значно скоротити штат слюсарів і оглядачів на пунктах технічного обслуговування (ПТО), ліквідувати штат станційних мастильників, зменшити кількість ПТО на мережі залізниць;
 - значне або навіть повне скорочення витрати кольорових металів (при виготовленні сепараторів роликівих підшипників із сталі або полімерних матеріалів);
 - велика економія змащувальних матеріалів, а також повне виключення необхідності сезонної зміни мастила.
- Основними вимогами при проектуванні буксових вузлів є:
- безвідмовність та довговічність роботи у найважчих умовах експлуатації протягом заданого терміну експлуатації;
 - мінімально можлива маса при високій надійності роботи;
 - простота виконання монтажних-демонтажних робіт;
 - надійна герметизація буксового вузла від попадання вологи та пилу;

- забезпечення взаємозамінності та уніфікація деталей буксового вузла.

Для посадки роликів підшипників на шийки осей у світовій практиці існують три типи посадки:

- на конічній кріпильній втулці (втулкова посадка);
- так звана гаряча посадка;
- пресова посадка, коли підшипники запресовуються на шийку осі у холодному стані.

При використанні втулкової посадки для кріплення підшипників конічна втулка за допомогою спеціального преса запресовується між шийкою осі та внутрішнім кільцем (рис. 6.1). Підшипник утримується на шийці осі за рахунок сил тертя, що виникають між поверхнею втулки, підшипника та осі.

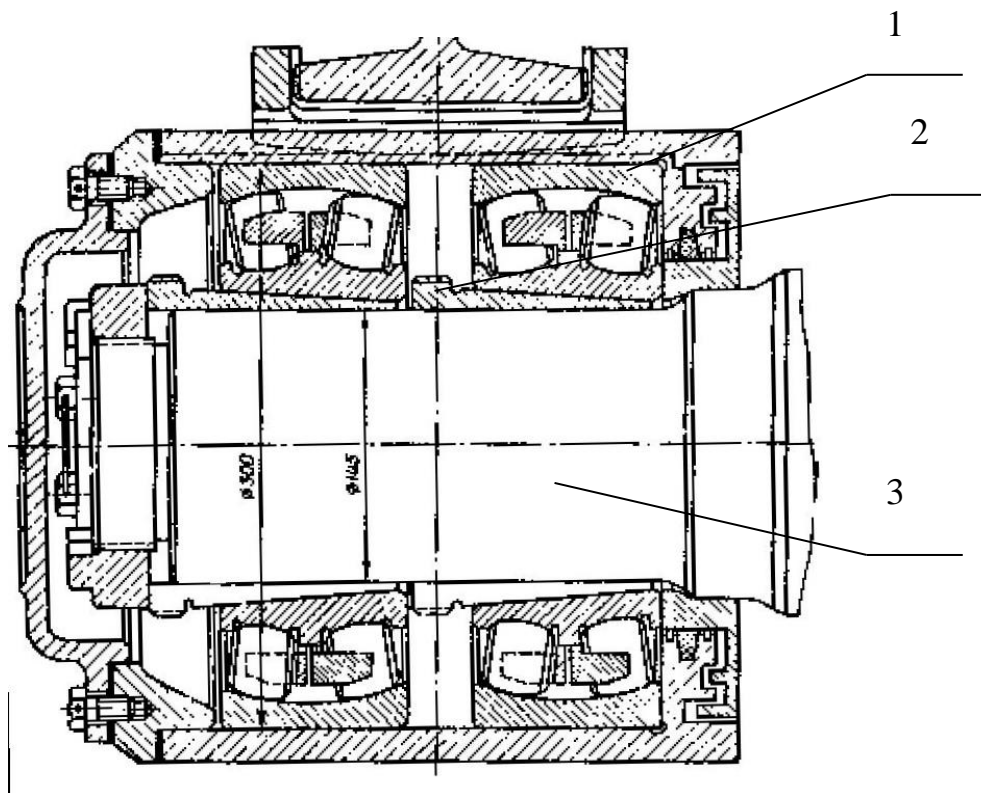


Рис. 6.1. Буксовий вузол з двома сферичними підшипниками на втулковій посадці:

1 - підшипник; 2 - кріпильна втулка; 3 - шийка осі

Втулкова посадка, як правило, використовувалася для кріплення сферичних підшипників.

При монтажу циліндричних підшипників широко застосовується так звана гаряча посадка. Надійність посадки забезпечується різницею діаметрів отвору внутрішнього кільця (виготовляється з мінусовим допуском) і діаметра шийки осі (виготовляється з плюсовим допуском). При гарячій посадці майже у 5 разів скорочуються витрати праці на монтаж і демонтаж підшипників у буксі і у зв'язку з цим у 2,5 рази знижуються експлуатаційні витрати на ремонт букс.

Але гаряча посадка може успішно застосовуватися лише при дотриманні таких умов:

- забезпеченні стабільності розмірів внутрішніх кілець;
- застосуванні підвищеного натягу, що виключає появу корозії тертя на посадочних поверхнях кілець і шийок осей (величина необхідного натягу визначається з урахуванням навантаження і розмірів внутрішніх кілець);
- забезпеченні тривалої експлуатації букс без зняття внутрішніх кілець підшипників з шийок осей (до пошкодження кільця або до розформування колісної пари);
- застосуванні індукційних нагрівачів, що забезпечує зняття внутрішніх кілець з шийок осей без перегрівання кілець і пошкодження шийок.

Проте практика застосування гарячої посадки підшипників останнім часом мала незадовільні результати. Інколи спостерігалася втрата натягу посадки внутрішнього кільця, що приводило його до провороту на шийці осі, нагрівання буксового вузла та створення аварійної ситуації. Тому останнім часом на залізницях України все ширше впроваджується пресова посадка підшипників (подібно посадці колеса на вісь).

У світовій практиці для вагонів використовуються три основні типи роликів підшипників:

- зі сферичними роликами (сферичні дворядні);
- з короткими циліндричними роликами (циліндричні);
- з конічними роликами (конічні одно- і дворядні підшипники).

Широке впровадження роликів підшипників на залізницях країн СНД почалося у середині 50-х рр. минулого сторіччя. До цього часу був накопичений незначний досвід роботи роликів підшипників у буксах магістральних пасажирських вагонів, у буксах приміських вагонів електросекцій і вагонів Московського метрополітену.

Тому на першому етапі були створені варіанти буксових вузлів пасажирських вагонів з циліндричними і сферичними підшипниками. Були застосовані підшипники на втулковій посадці з габаритними розмірами 130×280×93 мм. У буксу встановлювалися два сферичні підшипники (рис. 6.1) або один циліндричний і один сферичний підшипники.

Експлуатаційні випробування дозволили виявити переваги і недоліки сферичних роликів підшипників. Головною перевагою останніх є здатність сприймати в режимі тертя кочення як осьові, так і радіальні сили, а також можливість самовстановлення, внаслідок чого спрощується підбір парних підшипників через великі допуски на різницю радіальних зазорів у підшипниках. Крім того, втулкова посадка дозволяє вмонтовувати буксові вузли практично без підбору підшипників до шийки осі, розвантажує торцеве кріплення внаслідок передачі осьових сил безпосередньо на посадочну поверхню шийки.

Недоліком є підвищена трудомісткість монтажно-демонтажних робіт, наявність додаткової деталі (кріпильної втулки). Але основним недоліком все-таки є менша радіальна вантажопідйомність і, як наслідок, відносно низька довговічність сферичних підшипників у порівнянні з циліндричними підшипниками тих же габаритних розмірів.

Тому на залізницях України та інших країн СНД з початку 60-х рр. ХХ сторіччя експлуатуються циліндричні роликові підшипники з безпосередньою посадкою внутрішніх кілець на шийку осі. Габаритні розміри цих підшипників складають 130×250×80 мм. Три перші цифри означають діаметр отвору внутрішнього кільця (у даному випадку це і діаметр шийки осі), три подальші – зовнішній діаметр зовнішнього кільця і дві останні – ширину підшипника.

Типова букса вантажного вагона (рис. 6.2) з циліндричними роликowymi підшипниками має передній і задній підшипники, посаджені на шийку осі впритул один до одного. Це зменшує габаритні розміри букси і знижує напруження у шийці осі.

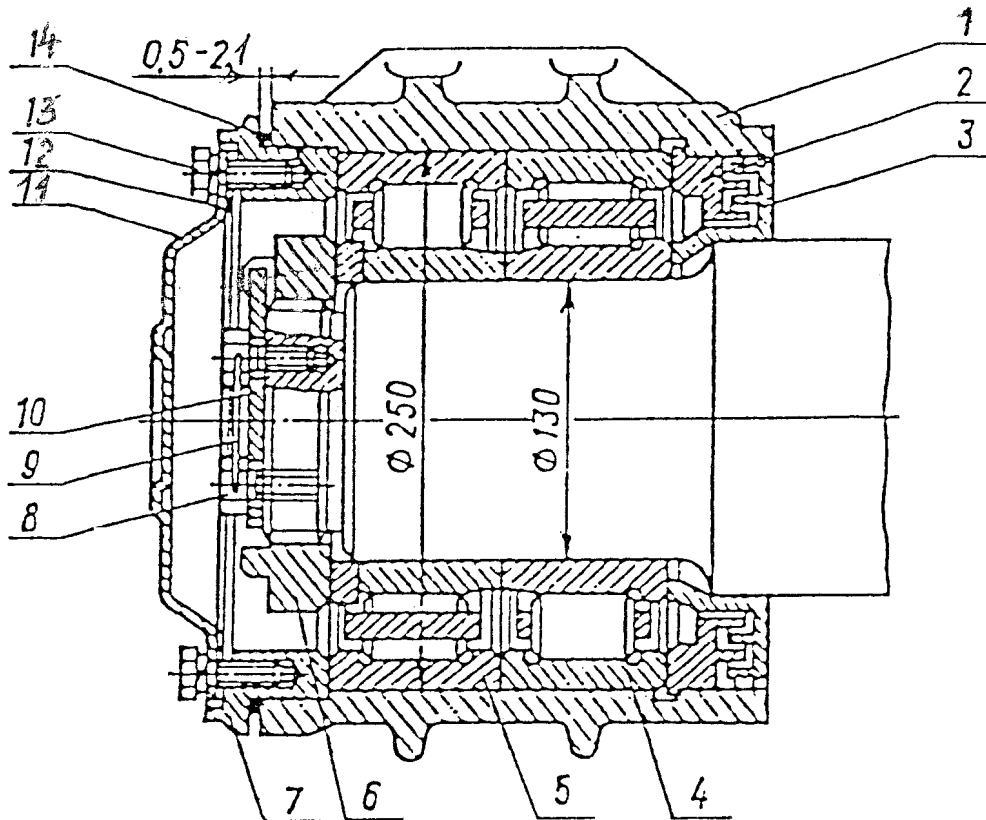


Рис. 6.2. Букса вантажного вагона з двома циліндричними підшипниками і торцевим кріпленням гайкою:

1 - корпус букси; 2 - знімний лабіринт корпусу букси; 3-лабіринтне кільце; 4 - задній підшипник; 5 - передній підшипник; 6 - торцева гайка; 7 - кріпильна кришка ; 8 - болт М12 стопорної планки з пружинною шайбою; 9 - дріт; 10 - стопорна планка; 11 - оглядова кришка; 12 - прокладка; 13 - болт М12 оглядової кришки; 14 - ущільнювальне кільце

Задній підшипник (42726Л, рис. 6.3) має однобортне внутрішнє кільце, у переднього підшипника (232726Л1, рис. 6.4) роль борту виконує плоске приставне упорне кільце. Блоки

підшипників взаємозамінні. Посадку нових внутрішніх кілець на шийку осі виконують з натягом 40-65 мкм. Мінімальний натяг для кілець, що були в експлуатації, 30 мкм.

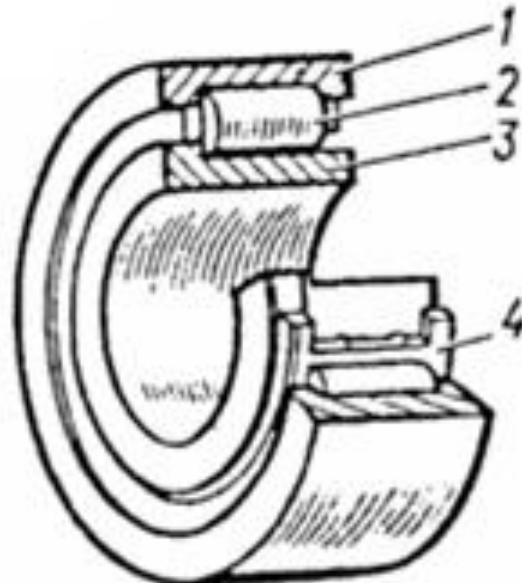


Рис. 6.3. Циліндричний однорядний роликовий підшипник з одnobортним внутрішнім кільцем:
1 - зовнішнє кільце; 2 - ролик; 3 - внутрішнє кільце; 4 - сепаратор

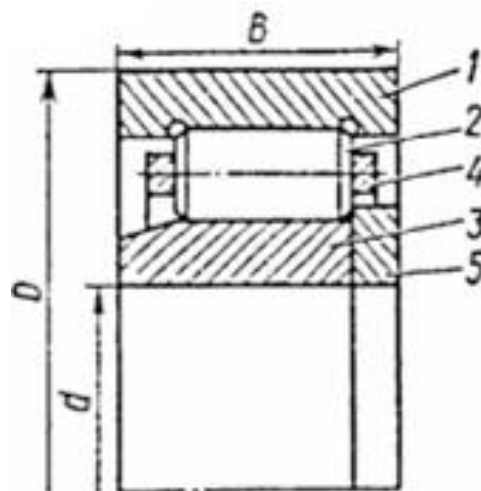
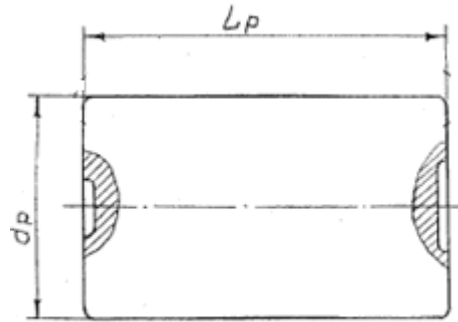


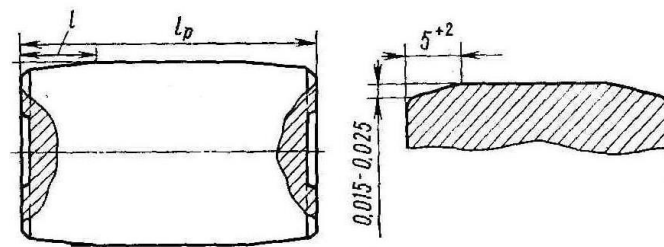
Рис. 6.4. Циліндричний однорядний роликовий підшипник із безбортним внутрішнім кільцем та плоским упорним кільцем:
1 - зовнішнє кільце; 2 - ролик; 3 - внутрішнє кільце;
4 - сепаратор; 5 - упорне кільце

Форма ролика циліндричних підшипників приведена на рис. 6.5. Спочатку ролики циліндричних підшипників виготовлялися циліндричними (рис. 6.5, а).

а)



б)



в)

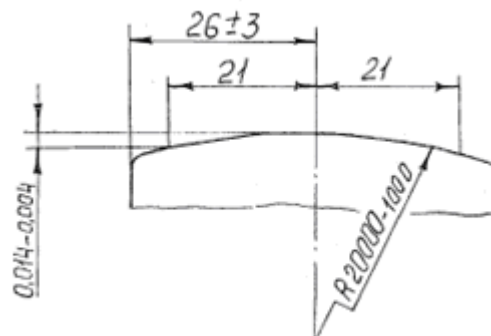


Рис. 6.5. Ролик циліндричного підшипника:

- а) циліндричний ролик;
- б) ролик зі скосами;
- в) ролик з бомбіною

З метою поліпшення розподілення контактних напружень уздовж утворюючої ролика їх почали виготовляти зі скосами (рис. 6.5, б). Проте така конструкція забезпечувала збільшення зони контакту та вирівнювання контактних напружень лише за умови дії великих навантажень. Інакше ефективна довжина ролика зменшувалась, а контактні напруження збільшувались. Тому з 1965 р. ролики циліндричних підшипників 42726 та 232726 виготовляють з раціональним контактом – “бомбіною” (рис. 6.5, в). Це означає, що утворююча роликів має не циліндричну, а сферичну форму з великим радіусом.

Підшипники (кільця та ролики) виготовляють з хромистої сталі марок ШХ15 і ШХ15СГ, сталі електрошлакового переплаву марки ШХ15СГШ, а також зі сталі регламентованого прогартовування марки ШХ4 за ГОСТ 801-78 та можуть бути виготовлені з інших марок сталей при погодженні з замовником. Підшипники 42726 з внутрішніми кільцями зі сталі регламентованого прогартовування марки ШХ4 мають збільшену фаску на борту внутрішнього кільця із зовнішнього боку висотою 3 мм та шириною 5 мм або на зовнішньому діаметрі борту внутрішнього кільця є проточка радіусом 2,5 мм.

Внутрішні кільця підшипників 232726 зі сталі регламентованого прогартовування марки ШХ4 мають проточку на скосі глибиною 0,5 мм та шириною 2 мм.

Внутрішні кільця підшипників зі сталі регламентованого гартування ШХ4 установлюють, у першу чергу, на пасажирські колісні пари, які працюють з протиюзними пристроями, з приводом ТРКП, ТК та вагонів для швидких і швидкісних поїздів – до 140 і 160 км/год.

Внутрішні кільця підшипників зі сталі регламентованого гартування марки ШХ4 мають маркування 42726Л4М та 232726Л4М або 42 726 Е2М та 232726 Е2М.

Букса має чотирикамерне лабіринтове ущільнення із зменшеним до 0,8 мм радіальним зазором. Кільцева поверхня шириною 20 мм на торці осі дозволяє здійснювати ультразвуковий контроль шийки без зняття внутрішніх кілець підшипників.

Кріплення підшипників з торця здійснено гайкою М110. Можливе також використання кріплення торцевою шайбою, що притягається до шийки осі чотирма болтами М20.

При проектуванні корпусів букс (рис. 6.6) з роликівими підшипниками необхідно забезпечити раціональне розподілення навантаження між роликами і уздовж утворюючої роликів і кілець. У буксах вантажних вагонів обидва завдання вирішують уведенням ребер жорсткості, розташованих над серединами роликів. У такій буксі радіальне статичне навантаження сприймається п'ятьма роликами: на центральний ролик передаються 26,2% навантаження, на сусідні з ним - по 24,6% і на крайні з п'яти роликів - по 12,3%. Розподілення статичного навантаження уздовж утворюючої роликів у цій буксі таке, що їх кінці у порівнянні із серединою розвантажені на 20-23%. Таке розвантаження, обумовлене істотним підвищенням жорсткості корпусу в зоні ребер, досить раціональне, оскільки при русі вагона унаслідок маятникових гойдань бокових рам візків кінці роликів завжди додатково навантажуються. Крім того, розвантаження кінців роликів і відповідних зон зовнішніх і внутрішніх кілець підшипників досягається зменшенням довжини опорної поверхні навантажуючих подовжніх ребер корпусів букс.

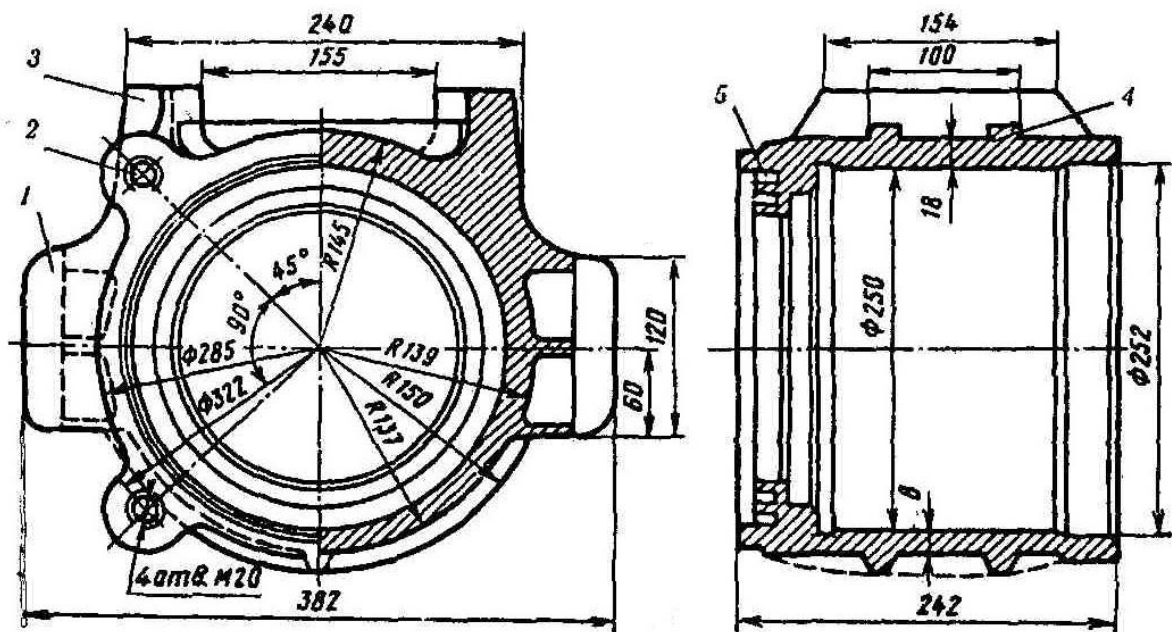


Рис. 6.6. Корпус букси вантажного вагона

Особливість конструкції букси пасажирського вагона полягає у тому, що нижня частина корпусу (рис. 6.7) вилита разом з кронштейнами 1 з отворами 2 для пропуску шпінтонів, укріплених на рамі візка. Кронштейни призначені для розміщення пружин буксового підвішування. Верхня частина корпусу букси виготовлена змінного перетину для раціонального розподілу навантажень на ролики циліндричних підшипників. Передня частина корпусу дозволяє встановлювати привід підвагонного генератора. У стелі корпусу букси є нескрізний отвір з різьбленням, що служить для кріплення термодатчика контролю за станом букси при русі вагона. Задня частина корпусу букси виготовлена як одне ціле з лабіринтовою частиною.

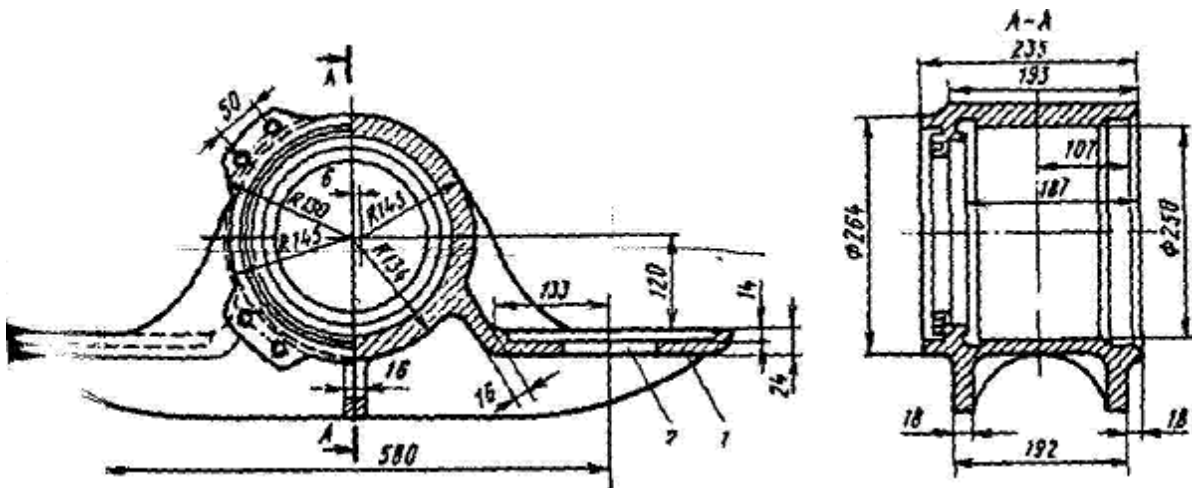


Рис. 6.7. Корпус букси пасажирського вагона

Лабіринтове кільце (рис. 6.8, а) міцно одягають на передпідматочинну частину осі. Разом з лабіринтовою частиною корпусу букси воно забезпечує необхідну герметичність її заднього затвора.

Кріпильна кришка (рис. 6.8, б) призначена для фіксації зовнішніх кілець циліндричних підшипників.

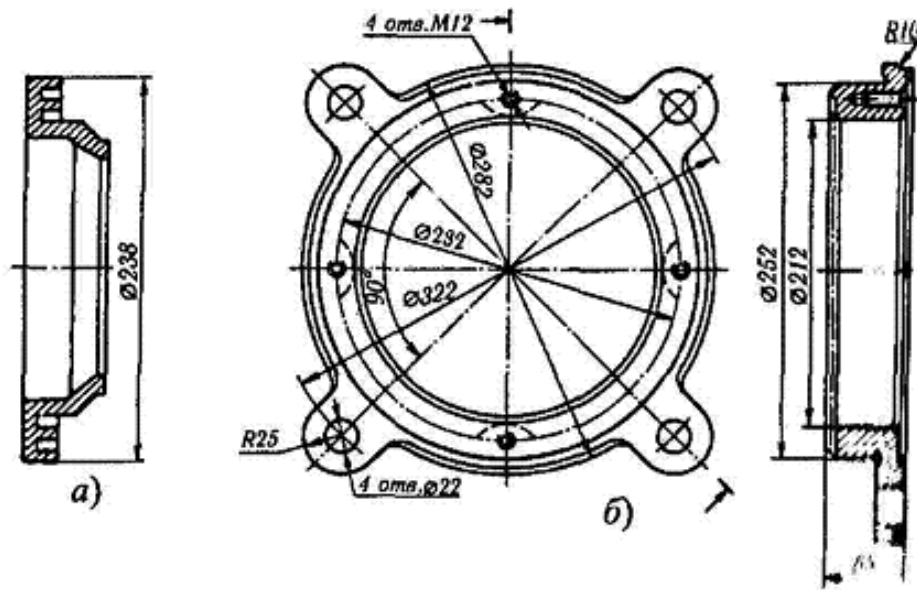


Рис. 6.8. Деталі кріплення букси

У пасажирських вагонах, призначених для руху з швидкостями 55 м/с (200 км/год) і вище, разом з типовими буксами проходили випробування букси з трьома підшипниками: двома роликівими циліндровими з безбортними внутрішніми кільцями, призначеними для сприйняття тільки радіального навантаження, і шариковим радіально-упорним, призначеним для сприйняття осевих сил (рис. 6.9).

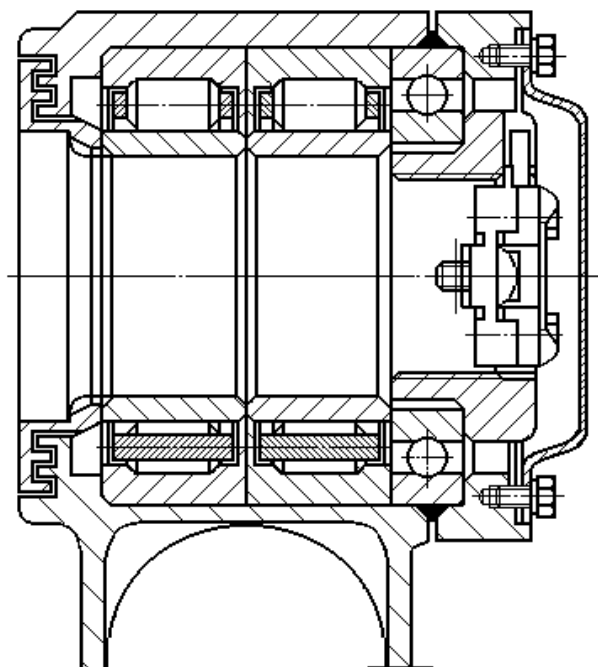


Рис. 6.9. Букса швидкісного поїзда "Аврора"

Зовнішнє кільце шарикового підшипника було насаджено по ковзаючій посадці в корпус букси і в спеціальну кришку, яка притискує підшипник до зовнішнього кільця циліндрового підшипника.

Проте в експлуатації так і не вдалося забезпечити розділення сприйняття радіальних і осьових навантажень. Тому кульковий підшипник сприймав як осьові навантаження, так і радіальні. У результаті він швидко виходив з ладу, викликаючи нагрівання букси.

У 1987-1989 рр. проводилися випробування буксових вузлів конструкції В. М. Чебаненко (рис. 6.10).

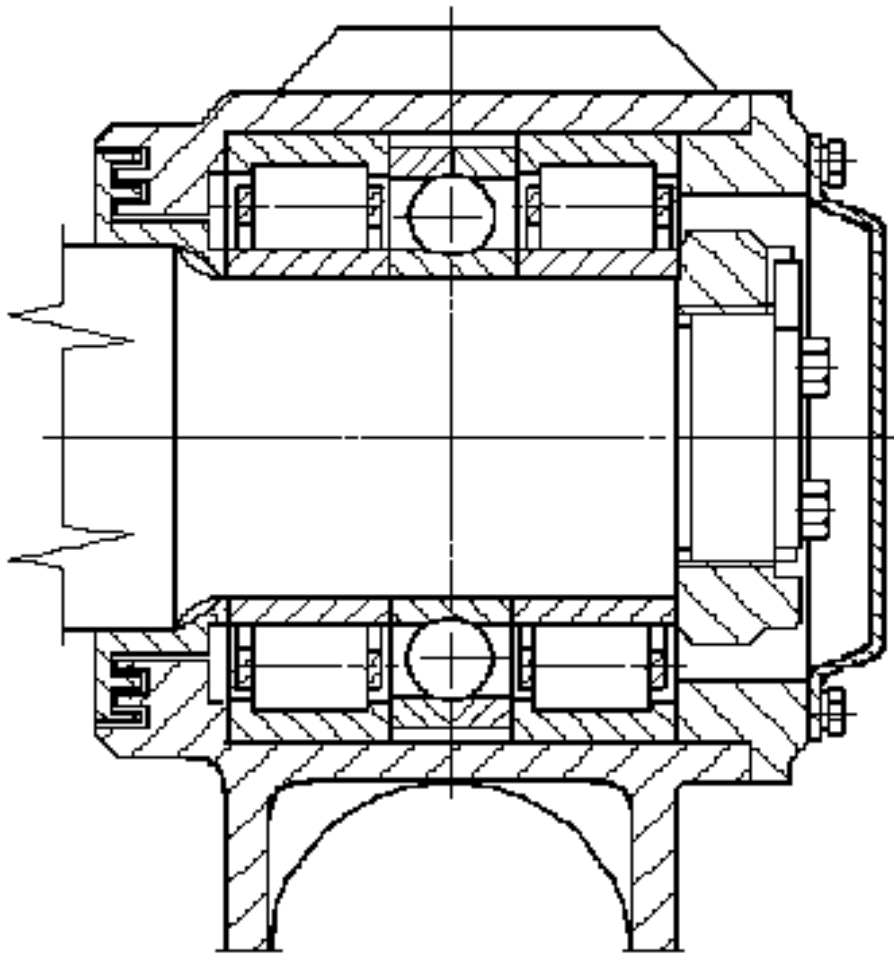


Рис. 6.10. Букса В. М Чебаненко

Особливістю даної конструкції було встановлення у буксі радіально-упорного шарикового підшипника з роз'ємними зовнішніми кільцями між двома роликowymi підшипниками, які мали ролики укороченої довжини. Передбачалося, що роликові підшипники будуть повністю розвантажені від дії осьових сил і сприйматимуть тільки радіальне навантаження.

У ході експлуатаційних випробувань, які проходили під вантажними вагонами і пасажирськими вагонами до пробігу 400 тис. км, з'ясувалося, що дана конструкція повністю вирішує проблему надійності кріплення (для букс вантажних вагонів) торця і сепараторів (для букс пасажирських вагонів).

Проте букса В. М. Чебаненко була набагато складніша для проведення монтажно-демонтажних робіт. До того ж міцність від утоми роликowych підшипників виявилася менше очікуваної. Із цих причин випробування були припинені.

Останнім часом на Україні проводяться роботи зі створення буксового вузла підвищеної надійності [31, 32], де застосовуються конічні касетні підшипники (рис. 6.11). Основні переваги останніх такі:

- оскільки осьове і радіальне навантаження практично повністю сприймаються і передаються поверхнями кочення роликів, конічні підшипники мають якнайменші сили тертя і нагрів, що, у свою чергу, сприяє збільшенню довговічності мастила;
- зовнішній діаметр конічного підшипника менше, ніж у циліндрowych підшипників при однаковому внутрішньому діаметрі, унаслідок чого можливе зменшення маси самшитового вузла в цілому;
- застосування конічних касетних роликowych 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.

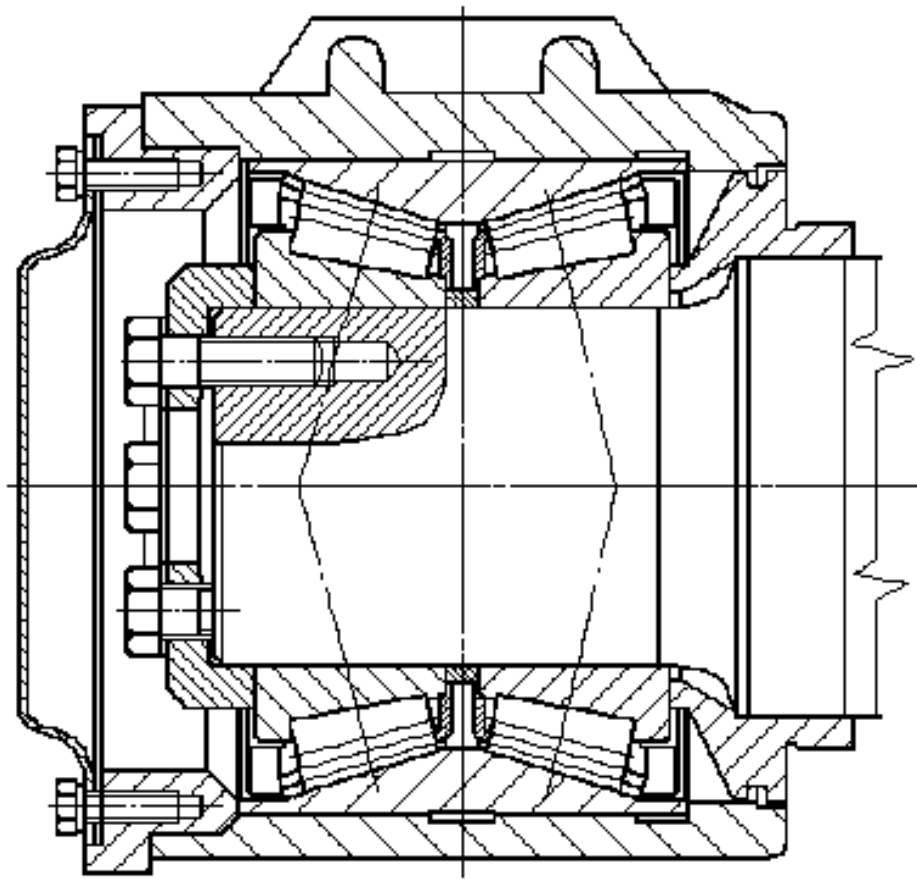


Рис. 6.11. Букса з конічним підшипником

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. 6.12).

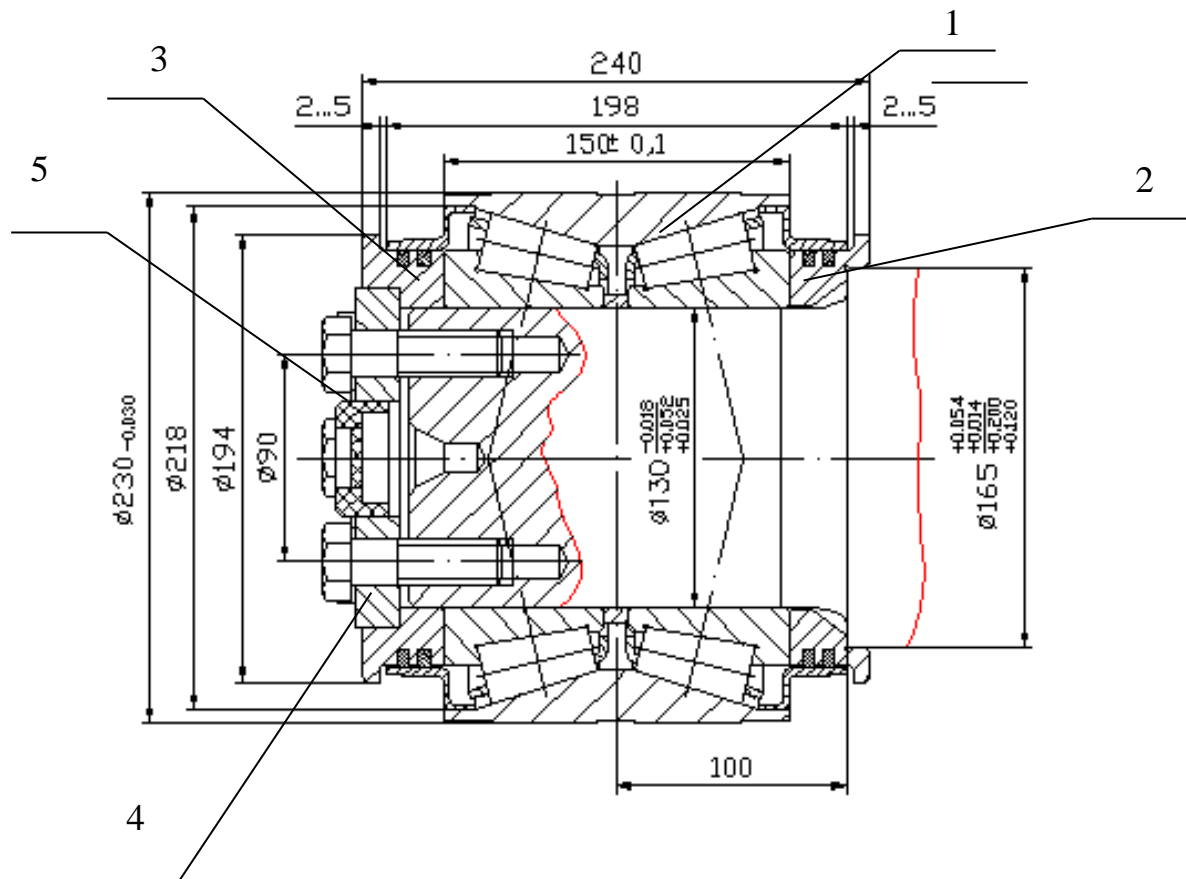


Рис. 6.12 Буксовий вузол вантажного вагона з касетним конічним підшипником (без адаптера):

- 1 – дворядний касетний конічний підшипник ТВУ;
- 2 – задня кришка;
- 3 – передня кришка;
- 4 – торцева шайба;
- 5 - заглушка

Підшипник 1 запресовується на шийку осі разом із задньою кришкою 2. З боку торця шийки осі підшипник притискується 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 півбуксу (сідло-адаптер, рис. 6.13).

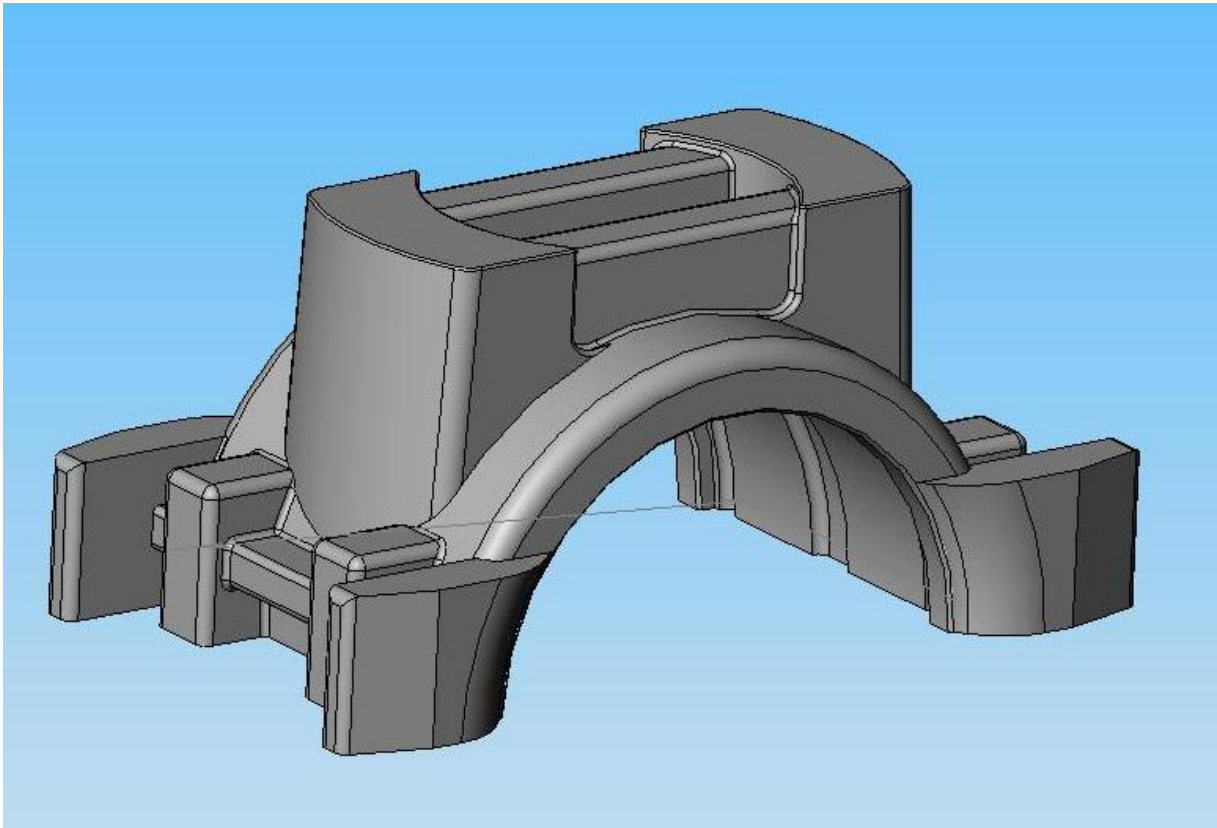


Рис. 6.13 Півбукса (адаптер)

6.3. Розрахунок роликів підшипників

Під розрахунком роликів підшипників розуміють перевірку довговічності підшипника при заданому режимі експлуатації, якщо відомий його тип і габаритні розміри в умовах певного режиму експлуатації. Практика показує, що підшипники однієї конструкції і однієї партії мають різну довговічність, навіть знаходячись в однакових умовах навантаження.

Під довговічністю підшипників розуміється розрахунковий термін служби, що виміряється кількістю обертів, протягом якої не менше 90% із їх даної групи за однакових умов повинні відпрацювати без появи ознак втоми металу кілець та роликів. На вказаному понятті базуються значення динамічної вантажопідйомності, що приводяться у каталогах підшипників і використовуються при розрахунку довговічності.

Згідно із ГОСТ 18855-73 динамічна вантажопідйомність C_n радіальних і радіально-упорних підшипників являє собою постійне радіальне навантаження, яке група ідентичних

підшипників з нерухомим зовнішнім кільцем зможе витримати протягом розрахункового терміну служби, що обчислюється в 1 млн обертів внутрішнього кільця. Ці значення динамічної вантажопідйомності C_n відповідають такому розподіленню навантаження між роликами, коли найбільш навантаженим є центральний ролик (центр якого розташований по напрямку дії вертикального навантаження P , діючого на підшипник), а навантаження на решту роликів зменшується пропорційно косинусу кута між напрямом сили і прямої, що з'єднує центр ролика з центром підшипника (кут $n\alpha \leq 90^\circ$), де n - порядковий номер ролика, за місцем його розташування).

З урахуванням радіального зазора, а також деформації кілець і роликів при установці підшипників у жорсткому корпусі навантаження на найбільш навантажений ролик при кількості роликів $Z_p=10-20$ визначається таким чином:

- для циліндричних підшипників

$$P_0 = \frac{4,6 \times P_n}{z_n}; \quad (6.1)$$

- для сферичних

$$P_0 = \frac{5 \times P_n}{2 \times z \times \cos \beta_p}, \quad (6.2)$$

де P_n - радіальне навантаження на підшипник;

z_n - кількість роликів в одному ряді;

β_p - кут між вертикальною віссю і лінією, що проходить через точку контакту ролика із зовнішнім кільцем і центр підшипника.

При оцінці довговічності підшипника необхідно визначати контактні напруження, що виникають у деталях підшипника.

Контактні напруження (МПа) на поверхнях зіткнення роликів і кілець циліндричного підшипника визначаються з виразу

$$\sigma = 1,925 \times \sqrt{\frac{P_i}{l_p} \left(\frac{2}{d_p} \pm \frac{1}{R_{\sigma(n)}} \right)}, \quad (6.3)$$

де P_i - навантаження на ролик, н;
 l_p, d_p - відповідно довжина і діаметр ролика, м;
 R_{σ}, R_n - радіус доріжки кочення відповідно внутрішнього і зовнішнього кілець, м. Знак „плюс” береться для внутрішнього кільця R_{σ} , знак „мінус” - для зовнішнього кільця R_n .

Напруження, що допускаються, не повинні перевищувати 3500 МПа ($\sigma_{\max} \leq 3500$ МПа).

Аналогічними формулами користуються при підрахунку контактних напружень на робочих поверхнях деталей сферичного підшипника.

При проектуванні букси підбір підшипників виконується таким чином:

- встановлюють необхідну довговічність підшипників (як правило, у мільйонах кілометрів пробігу);
- обирають тип і кількість підшипників на шийці осі;
- обчислюють так зване еквівалентне динамічне навантаження P на підшипник;
- визначають величину необхідної динамічної вантажопідйомності C_n ;
- за каталогами знаходять розміри роликового підшипника, що забезпечує необхідну динамічну вантажопідйомність.

Посадочний діаметр внутрішнього кільця підшипника встановлюють на основі розрахунку шийки осі на міцність.

При підборі підшипників для пасажирських вагонів розрахункову довговічність приймають рівній пробігу 3 млн. км, а для вантажних вагонів - 1,5 млн. км.

Залежність між довговічністю і навантаженням на радіальний роликовий підшипник виражається формулою

$$L = \left(\frac{C_n}{P} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (6.4)$$

де L - довговічність, млн. обертів;
 C_n - динамічна вантажопідйомність, Н;
 P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

При розрахунку всі сили, що завантажують встановлений у буксі вагона підшипник, приводять до деякого умовного еквівалентного динамічного навантаження P , що діє радіально і має такий же вплив на довговічність підшипника, як і фактично впливаючі на нього навантаження.

Щоб підрахувати еквівалентне динамічне навантаження, коли відомий (за наслідками динамічних випробувань, за статистичними даними) режим роботи підшипника, необхідно змінні радіальні і осьові навантаження на підшипник привести до середніх постійних величин, а потім підсумувати їх. Наближене значення середнього постійного навантаження, що має той же вплив на довговічність підшипника, що і змінне навантаження, визначається за формулою

$$F = \sqrt[3,33]{p_1 \times F_1^{3,33} + p_2 \times F_2^{3,33} + \dots + p_i \times F_i^{3,33}}, \quad (6.5)$$

де p_1, p_2, \dots, p_i - відповідно повторюваність навантажень F_1, F_2, \dots, F_i у частках одиниці.

Кількість доданків у наведеній вище формулі може бути різною залежно від кількості ураховуваних чинників.

Підсумовування середніх постійних радіальних і осьових навантажень і визначення еквівалентного динамічного навантаження для підшипників вагонних букс, у яких обертаються внутрішні кільця і робоча температура не перевищує 100°C , виконують за формулою

$$P = P_n \times k_\sigma + m \times H_n, \quad (6.6)$$

де P_n , H_n - відповідно середнє постійне радіальне і осьове навантаження;

m - коефіцієнт переведення осьового навантаження у радіальне, враховуючий їх різний вплив на довговічність підшипників. Для циліндрових підшипників приймають $m=0$, для сферичних і конічних коефіцієнт m має різні значення залежно від серії і типу підшипника (його значення вказані у каталогах);

k_σ - коефіцієнт, що ураховує динамічність додатка навантаження. Для пасажирських вагонів приймають $k_\sigma=1,2$, для вантажних – $k_\sigma=1,3-1,4$.

Довговічність залізничних роликкових підшипників, як правило, визначають у кілометрах пробігу L_s , тому

$$L_s = \left(\frac{C_n}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \times \pi \times D \times 10^{-3}, \quad (6.7)$$

де D - розрахунковий діаметр колеса, м. При номінальному діаметрі колеса 950 мм приймають $D = 0,9$ м.

Величину динамічної вантажопідйомності C_n циліндричних роликкових підшипників можна визначити, якщо відома кількість і розміри роликів, а також діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення.

Формули для підрахунку значень C_n базуються на результатах випробувань підшипників в умовах навантаження, близьких до розрахункових.

7. РЕСОРИ, ПРУЖИНИ І ГАСИТЕЛІ КОЛИВАНЬ

7.1. Призначення і різновиди ресор, пружин і гасителів коливань

Колісні пари вагонів пов'язані з рамою візка і кузовом через систему пружних елементів і гасителів коливань, що має назву ресорне підвішування.

Пружні елементи пом'якшують удари, що передаються колесами кузову, а гасителі коливань гасять коливання, що виникають при русі. Крім того, ресори і пружини передають спрямовуючі зусилля з боку коліс на раму візка і кузова.

Коли колісна пара проходить яку-небудь нерівність колії (стики, хрестовини і т. п.), виникають динамічні навантаження, у тому числі ударні. При цьому на колісну пару і букси діють великі прискорення, що нерідко перевищують 25g. Появі динамічних навантажень сприяють також дефекти колісної пари: місцеві дефекти поверхонь катання, ексцентричність посадки колеса на вісь, невірноваженість колісної пари та ін. За відсутності ресорного підвішування кузов жорстко сприймав би всі динамічні навантаження.

Пружні елементи, розташовані між колісними парами і кузовом, під дією динамічної сили з боку колісної пари деформуються і виконують коливальні рухи разом з кузовом, причому період таких коливань у багато разів більше, ніж період зміни збурюючої сили. Внаслідок цього зменшуються прискорення і сили, що діють на кузов, а отже, на вантажі, що перевозяться, чи пасажирів.

Як пружні елементи застосовують гвинтові пружини і листові ресори, а також гумометалеві елементи, пневматичні, торсіонні, кільцеві та інші типи ресор. Всі ці елементи часто називають загальним терміном - ресори.

Якщо в системі ресорного підвішування відсутні або малі сили тертя, то при русі по періодичних нерівностях можуть з'явитися неприпустимо великі амплітуди коливань кузова на ресорах, особливо при настанні резонансу. У таких випадках для гасіння коливань у системі підвішування передбачають

спеціальні гасителі - фрикційні або гідравлічні. Деякі пружні елементи одночасно є і гасителями коливань, володіючи достатнім внутрішнім тертям або тертям між частинами (наприклад, листові ресори).

7.2. Конструкція ресор

Ресорою називають пружний елемент, зібраний з окремих смуг, тарілок або кілець. До ресор також відносять торсіони, гумові і пневматичні пристрої.

Поява пружних елементів пов'язана з розвитком колісного рухомого складу. Перші колісні екіпажі мали жорсткі осі, що створювало незручність пасажиром у поїздках дальнього прямування через трясіння на поганих дорогах. У цілях усунення цього недоліку з'явилася пружна підвіска кузова на гнучких дерев'яних планках, а пізніше на шкіряних ремнях. Наявність цих підвісок і великого діаметра задніх коліс дозволяла екіпажам рухатися з більш швидкими швидкостями і забезпечувати комфортабельні умови у поїздках дальнього прямування. Тільки у XVII столітті вперше використані металеві ресори, принцип устрою яких зберігся до наших днів і широко застосовувався у конструкціях вагонів.

Перші вітчизняні вантажні двовісні, а також пасажирські і тривісні вагони були обладнані підвісними незамкнутими листовими ресорами (рис. 7.1), які склалися з листів сталі, що мала жолоб всередині.

Верхній лист мав назву корінний, другий, а іноді і третій – підкорінні, інші – набірні. Листи сполучалися між собою у середній частині шпилькою і стягувалися хомутом. Такі ресори використовувалися тривалий час і відрізнялися один від одного переважно кількістю листів і відстанню між вушками (хордою). У візках пасажирських вагонів застосовували еліптичні (замкнуті) листові ресори.

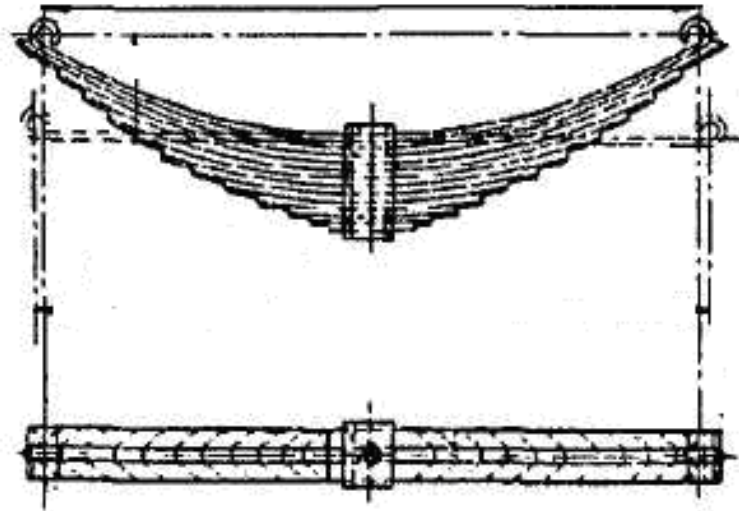


Рис. 7.1. Незамкнута листова ресора

Ресора конструкції Галахова (рис. 7.2), розроблена у 1909 р. техніком Тамбовських майстерень Н. К. Галаховим, за гнучкістю і простотою конструкції вважається однією з кращих до теперішнього часу і застосовується у візках рефрижераторних вагонів.

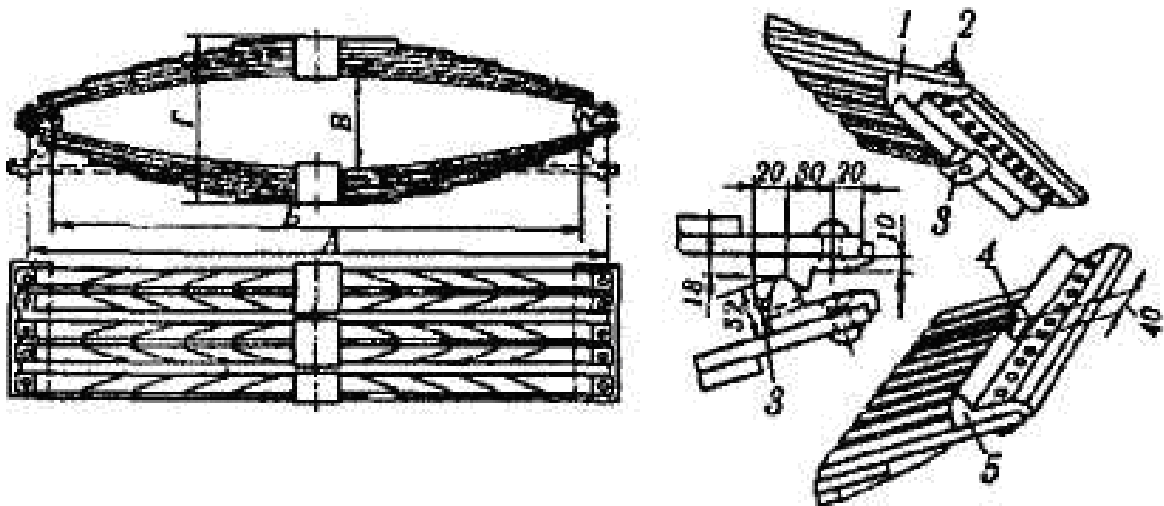


Рис.7.2. Еліптична ресора Галахова

Еліптична ресора Галахова складається з двох п'ятирядних половин, сполучених разом наконечниками 1 та 5 спеціальної форми, що кріпляться до кінців корінних листів болтами або заклепками 2. Причому наконечник 5 нижньої половини має

виступаючий буртик циліндричної форми, а наконечник 1 верхньої половини має жолоб, створюючи таким чином півшарнір. Для обмеження поперечного зсуву половин ресори в середній частині верхнього наконечника 1 зроблено виступ 3, а в нижній половині 5 відповідний виріз 4. Відстань між центрами наконечників незавантаженої ресори називається довжиною хорди Б, а завантаженої – довжиною ресори А. Стріла прогинання еліптичних ресор вимірюється між корінними листами верхньої та нижньої половин біля хомутів, а висота ресори Г - між зовнішніми листами.

Останнім часом набувають поширення пневматичні, гумометалеві, торсіонні та інші типи ресор.

Пневматичні ресори, що є найпрогресивнішими елементами ходових частин, застосовують у візках пасажирських вагонів швидкісних потягів. Пневматичні ресори мають здатність підтримки положення кузова на певному рівні щодо головок рейок. Це є основною перевагою пневматичних ресор перед іншими типами пружних елементів. Крім того, вони володіють хорошими властивостями запобігати вібраціям та шуму. Це забезпечує комфорт пасажирам. Пневматичні ресори мають меншу масу.

Проте вони мають набагато складнішу конструкцію, оскільки вимагають наявності джерела живлення ресор повітрям, системи трубопроводів і арматури.

На рухомому складі найбільше розповсюдження отримали пневматичні ресори балонного (рис. 7.3, а), діафрагмового (рис. 7.3, б) і змішаного типів (рис. 7.3, в).

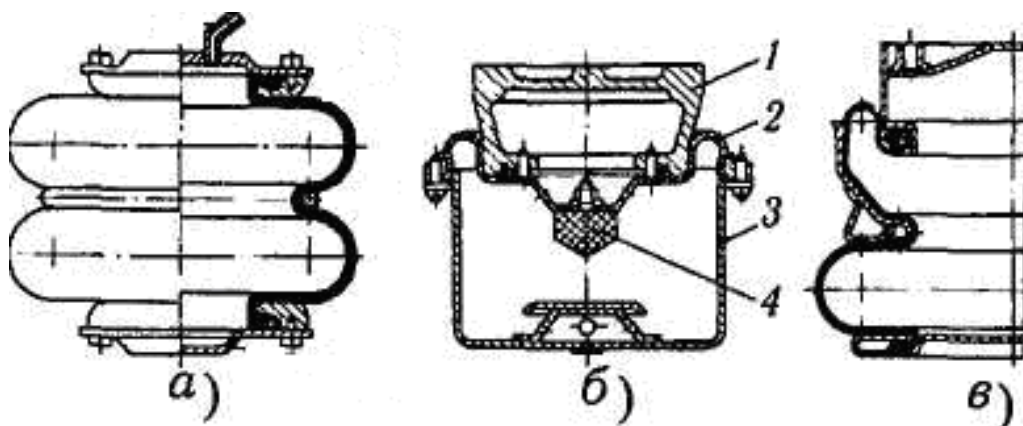


Рис. 7.3. Пневматичні ресори

Пневматичні ресори балонного типу (рис. 7.3, а) конструктивно являють собою гумокордну оболонку, заповнену повітрям, тиск якого всередині оболонки підтримується автоматичним регулюванням тиску повітря залежно від рівня діючих навантажень.

Найчастіше застосовують ресори діафрагмового типу, оскільки вони дозволяють одержувати регульовані характеристики вертикальної і горизонтальної жорсткостей. На пневморесорі спирається надресорна балка 1 (рис. 7.3, б), яка з'єднується з діафрагмовим балоном 2, прикріпленим до корпусу 3. Всередині ресори є гумовий обмежувач 4, що передбачений на випадок різкого падіння тиску в системі або великого прогину надресорної балки під дією динамічних навантажень.

Схема пневматичного підвішування (рис. 7.4) звичайно складається з пневморесори 3 з додатковим резервуаром 1, забезпеченим дроселем 2, регулятора положення кузова 4, трубопроводу 5, головного резервуара 6 і компресора 7.

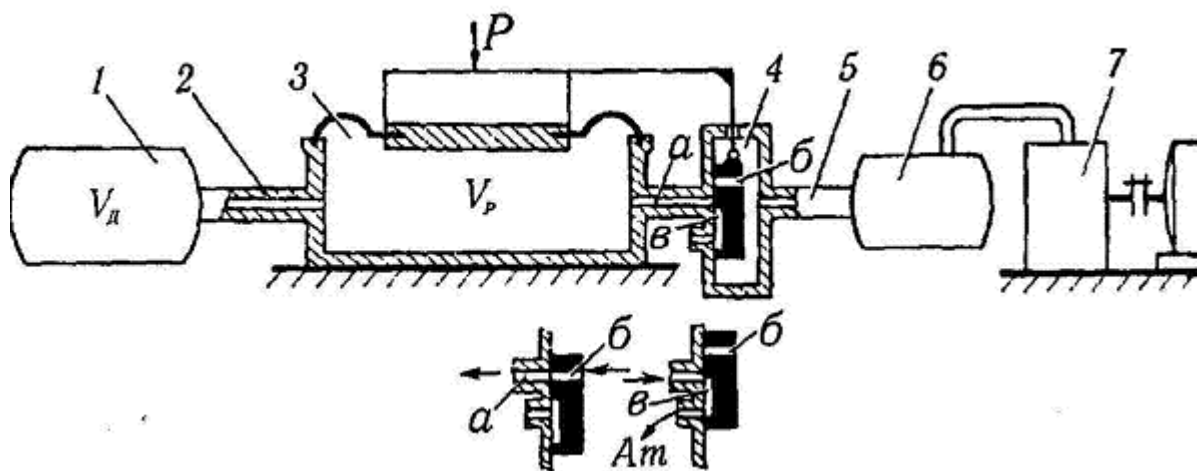


Рис. 7.4. Схема системи пневматичного підвішування вагона:

V_d - об'єм пневморесори;

V_p - об'єм додаткового резервуара

Ця система працює таким чином. Підвищення навантаження P від кузова приведе до стиснення пневморесори 3 і переміщення вниз золотника регулятора 4 так, щоб його отвір з'єднався з каналом a .

У результаті стиснуте повітря з головного резервуара б надходить у пневморесору 3 і підводить кузов на колишню висоту. Розвантаження кузова і зменшення сили P приведе до того, що підіймається золотник, і через його виточку b частина повітря з пневморесори видаляється в атмосферу. У результаті тиск повітря у пневморесорі зменшиться, і кузов вагона опуститься і займе колишню висоту, при якій всі отвори в золотнику будуть перекриті. Таким чином, подібна система пневматичного підвішування забезпечить автоматично підтримку кузова на певній висоті при зміні навантаження, що необхідне для вагонів, які мають підвищену гнучкість ресорного підвішування.

Гумові і гумометалеві пружні елементи використовуються, головним чином, у візках, оскільки вони мають добрі амортизаційні властивості, а також володіють здатністю гасити вібраційні і звукові коливання. Проте недостатньо широке розповсюдження подібних елементів пояснюється властивостями гуми: параметри підвішування істотно відрізняються за різних кліматичних умов і тривалості експлуатації. Гумові елементи найчастіше використовують у візках вітчизняних вагонів у вигляді прокладок у буксовому підвішуванні і ковзунах (для гасіння високочастотних коливань і зменшення шуму, а в шкворневих вузлах візків швидкісних вагонів і вагонів електро- і дизель-поїздів).

Торсіонні ресори застосовують у підвішуванні вагонів. Така ресора є прямим сталевим стрижнем (торсіон) 2 (рис. 7.5), один кінець якого закріплений у кронштейні 1, а інший жорстко пов'язаний з важелем 4, який шарнірно з'єднується з обресореною частиною вагона (надресорна балка, наприклад).

Другою опорою служить підшипник 3, встановлений у кронштейні 3, причому в підшипнику може бути створено необхідне тертя, що сприятиме гасінню коливань вагона. Кронштейни 1 і 3 можуть бути укріплені на рамі візка. Торсіон 2, що виготовляється із спеціальної хромонікельмолібденової термічно обробленої сталі, по кінцях кріпиться жорстко, наприклад, за допомогою шліцьових з'єднань.

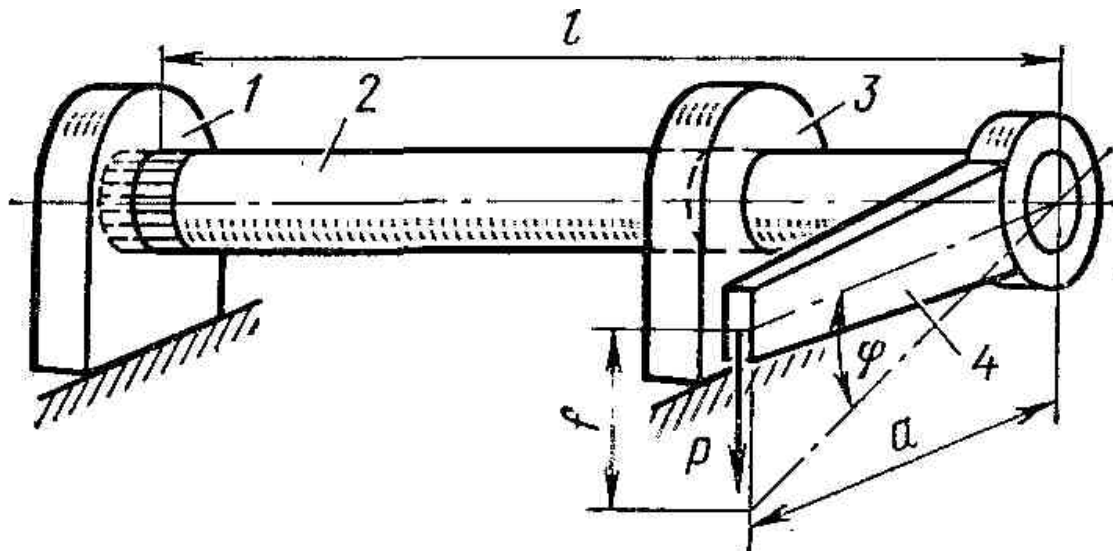


Рис. 7.5. Торсіонна ресора

Навантаження P на торсіонну ресору викликає обертання важеля 4 та скручування торсіона 2, викликаючи таким чином пружні деформації кручення. Подібні торсіонні пристрої застосовують у піввагонах для полегшення закриття кришок люків після розвантаження кузова: один кінець торсіона кріпиться до кришки люка, а інший до важеля, шарнірно пов'язаного з хребтовою балкою рами. Торсіон при цьому закручується під дією ваги вантажу, що висипається. Після звільнення кришки від ваги пружно-деформований торсіон підніме її в горизонтальне положення. Торсіонні ресори отримали розповсюдження у деяких візках вагонів зарубіжних країн.

7.3. Конструкції гвинтових пружин

Найчастіше в ресорному підвішуванні як пружні елементи застосовують циліндричні пружини з круглим перетином витка. У порівнянні з листовими ресорами вони дозволяють отримати необхідні пружні характеристики при менших габаритах і масі, а в поєднанні з гасителями коливань можуть забезпечувати більш спокійний хід вагона. Наприклад, заміна листових ресор пружинами з гідравлічними гасителями коливань у центральному підвішуванні візків сучасних пасажирських вагонів дозволила зменшити масу тари і поліпшити ходові якості вагона. Крім того,

пружини простіші і дешевші у виготовленні і ремонті, ніж листові ресори.

Пружини виготовляють відповідно до вимог ГОСТ 1452-69. Опорні поверхні пружин (рис. 7.6) виконують плоскими та перпендикулярними осі пружини. Для цього кінці заготовки пружини відтягують на довжині не менше $2/3$ довжини витка з метою досягнення поступового переходу від прямокутного перетину до круглого.

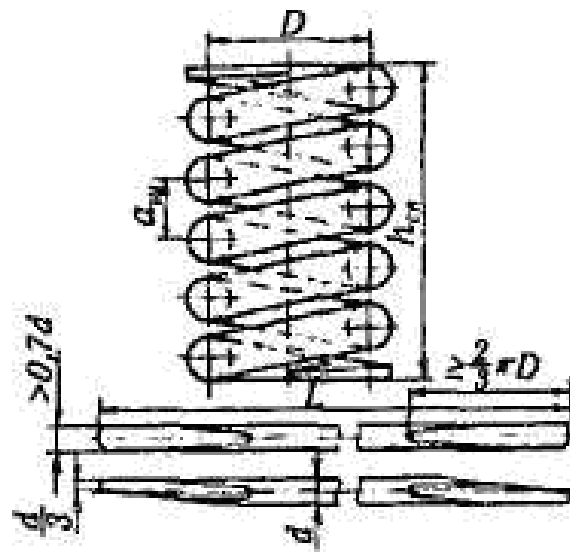


Рис. 7.6. Циліндрична пружина

Висота відтягнутого кінця пружини повинна бути не більше $1/3$ діаметра d прутка, а ширина – не менше $0,7 d$. Повна кількість витків n_n пружини визначається як сума кількості робочих витків n_p і опорних витків n_{on} (зазвичай по $1/3$ витка на кожному кінці пружини)

$$n_n = n_p + n_{on}. \quad (7.1)$$

Висота пружини в стиснутому до зіткнення витків стані

$$h_{cm} = (n_p + a) \cdot d, \quad (7.2)$$

де a, d - висота двох опорних витків (зазвичай $a=1$).

Висота пружини у вільному стані

$$h_0 = h_{cm} + f_{\max}, \quad (7.3)$$

де f_{\max} - найбільший прогин пружини.

Висота пружини під статичним навантаженням складає

$$h_{стат} = h_0 - f_{cm}, \quad (7.4)$$

де f_{cm} - прогинання від статичного навантаження (статичне прогинання).

Величину f_{cm} при конструюванні ресор вибирають виходячи з умов, що забезпечують необхідну плавність ходу і стійкість вагона, з урахуванням допустимої різниці висот автозчепів від головок рейок, що важливо при формуванні поїздів.

Конічні пружини (рис. 7.7) застосовуються у тих випадках, коли вимагається отримати нелінійну силову характеристику (нелінійність забезпечує неперіодичність коливань і зменшує небезпеку резонансу).

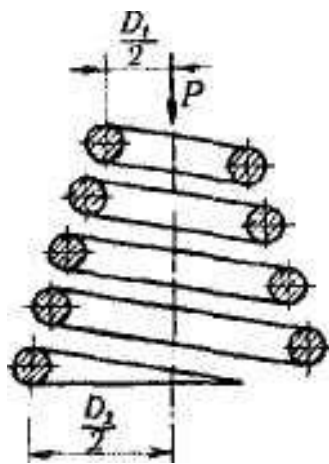


Рис.7.7. Конічна пружина

Ці пружини звичайно виконують із постійним кроком, що полегшує їх виготовлення. При стисненні пружини витки з великим діаметром деформуються більше і раніше приходять у зіткнення, що забезпечує зміну жорсткості у процесі стиснення (нелінійність).

7.4. Пружні властивості та силові характеристики пружин

Пружні властивості елементів ресорного підвішування оцінюють за допомогою силових характеристик і коефіцієнтом жорсткості (жорсткістю) або коефіцієнтом гнучкості (гнучкістю).

Жорсткість C пружного елемента чисельно дорівнює силі, яка викликає прогин цього елемента, рівний одиниці довжини

$$C = \frac{P}{f}, \quad (7.5)$$

де P - зовнішня сила, діюча на ресору, Н;
 f - прогин пружного елемента, м, від сили P .

Гнучкість пружного елемента – величина, зворотна жорсткості, чисельно рівна прогину під дією сили, рівній одиниці довжини

$$\lambda = \frac{f}{P} = \frac{1}{C}. \quad (7.6)$$

Основною характеристикою пружних елементів є силова характеристика, яка являє собою залежність прогину від навантаження, що прикладається.

Силова характеристика може мати різний вигляд. Так, для пружних елементів з лінійною характеристикою (рис. 7.8) жорсткість постійна ($C = \text{const}$). Для елементів з нелінійною характеристикою вона змінюється по мірі зростання сили P і прогину f і у загальному випадку визначається залежністю

$C = \frac{dP}{df}$. Якщо рівняння силової характеристики відоме, легко обчислити жорсткість.

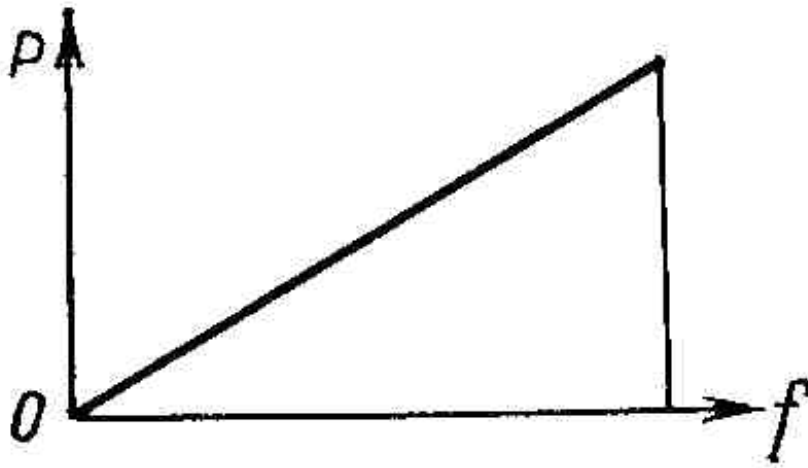


Рис. 7.8. Силова характеристика циліндричної пружини

У системі ресорного підвішування пружні елементи можуть бути сполучені паралельно (рис.7.9, а) або послідовно (рис.7.9, б).

Розглянемо три паралельно сполучені пружини, навантажені загальною силою P ; пружні елементи мають постійні гнучкості відповідно $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ і жорсткості C_1, C_2, C_3 .

Сили, що приходяться на кожен з ресор, позначимо P_1, P_2, P_3 , а прогини кожної ресори - відповідно f_1, f_2, f_3 .

У даному випадку загальний прогин комплексу пружин f дорівнює прогину кожної пружини окремо

$$f_1 = f_2 = f_3. \quad (7.7)$$

Тоді

$$P_1 = \frac{f_1}{\lambda_1}; P_2 = \frac{f_2}{\lambda_2}; P_3 = \frac{f_3}{\lambda_3}. \quad (7.8)$$

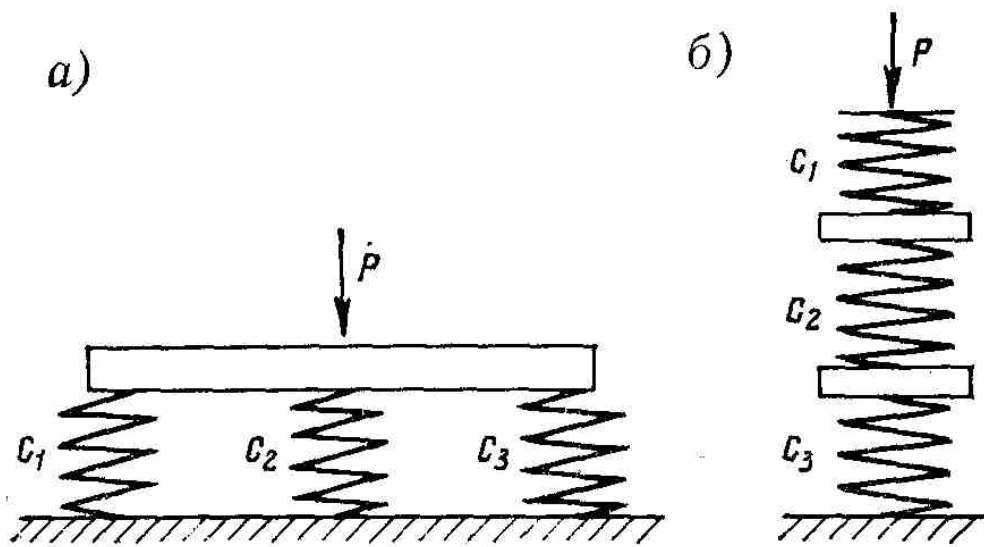


Рис. 7.9. Схема з'єднання пружин

Сила P рівна сумі сил, діючих на кожен пружину, тобто

$$P = P_1 + P_2 + P_3. \quad (7.9)$$

Враховуючи рівність прогинів пружних елементів і підставляючи значення P_1 , P_2 , P_3 в останнє рівняння, отримаємо

$$P = \frac{f_1}{\lambda_1} + \frac{f_2}{\lambda_2} + \frac{f_3}{\lambda_3} = f \times \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3} \right). \quad (7.10)$$

Оскільки $P = \frac{f}{\lambda}$, то $\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3}$.

Загальна гнучкість комплекту

$$\lambda = \frac{\lambda_1 \times \lambda_2 \times \lambda_3}{\lambda_1 \times \lambda_2 + \lambda_2 \times \lambda_3 + \lambda_1 \times \lambda_3}. \quad (7.11)$$

Виражаючи сили через жорсткості і прогини пружних елементів, отримуємо:

$$P_1 = f \times C_1; \quad P_2 = f \times C_2; \quad P_3 = f \times C_3. \quad (7.12)$$

Підставляючи ці значення, отримаємо формулу для розрахунку загальної жорсткості підвішування.

$$C = C_1 + C_2 + C_3. \quad (7.13)$$

Послідовне з'єднання пружних елементів використовується у візках подвійного підвішування.

Для трьох послідовно розташованих пружин, нехтуючи їх вагою і вагою проміжних елементів, маємо

$$f = f_1 + f_2 + f_3; P = P_1 = P_2 = P_3. \quad (7.14)$$

Провівши перетворення, аналогічні випадку паралельного підвішування, отримаємо формули:

- для загальної гнучкості

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3; \quad (7.15)$$

- для загальної жорсткості

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \quad (7.16)$$

або

$$C = \frac{C_1 \times C_2 \times C_3}{C_1 \times C_2 + C_1 \times C_3 + C_2 \times C_3}. \quad (7.17)$$

Особливості розрахунку однорядних та багаторядних пружин на міцність докладно викладені в роботі [33].

7.5. Розрахункові навантаження, матеріали і напруження, що допускаються

В експлуатації на пружини і ресори діють різноманітні навантаження, що суттєво змінюються за часом. Аналіз характеру відмов свідчить, що при таких навантаженнях основною причиною руйнування є втомленість металу. Тому для точного визначення доцільних розмірів пружини слід розраховувати її на витривалість. Для цього необхідно мати повну статистичну характеристику навантажень, що діють за весь час експлуатації, і відповідні втомні характеристики пружних елементів проектного типу (криві втоми). Якщо немає достатньої кількості таких даних, виконують наближені розрахунки.

При умовному статичному розрахунку для визначення найбільших напружень приймають розрахункову силу P_p , яка обчислюється як добуток статичного навантаження P_{cm} від ваги бруто вагона на коефіцієнт k_{zn} конструктивного запасу прогину

$$P_p = P_{cm} \cdot k_{zn}. \quad (7.18)$$

Величину k_{zn} вибирають за умови, щоб в експлуатації при найбільших амплітудах коливань не відбувалося повного просідання пружин (до зіткнення витків) або зворотного прогинання листових ресор, а також за умови достатньої довговічності пружних елементів. Згідно з [6] k_{zn} приймають не менше: для візків чотиривісних вантажних вагонів 1,8-1,9; для візків ізотермічних і шести- і восьмивісних вагонів 1,7-1,8; для візків пасажирських вагонів 1,6-1,7, причому для поштових і багажних 1,5-1,7.

Якщо величина граничних динамічних навантажень відома, вертикальні розрахункові сили можна визначити таким чином:

$$P_p = P_{cm} \cdot (1 + k_d), \quad (7.19)$$

де k_d - коефіцієнт вертикальної динаміки, максимальний із зареєстрованих в експлуатації.

Разом з розрахунком на умовну силу P_p доцільно визначати запас міцності пружин для заданого режиму змінного навантаження.

Пружини і ресори виготовляють, головним чином, з крем'янистої сталі марок 55С2, 60С2 та 60С2ХФА. Межа текучості цих сталей після загартування у мастилі при 870°C і відпусканні при 460°C повинна складати $\sigma_m = 1200$ МПа.

У зв'язку з тим, що фактичні напруження у пружинах можуть бути визначені достатньо точно, і враховуючи важливість конструювання легких і малогабаритних пружин і ресор, а також застосування високоміцних сталей, напруження, що допускаються в них, приймають високими.

Для пружин за ГОСТ 1452-69 з круглим перетином витків при розрахунку за умовною силою P_p і при визначенні напружень з урахуванням кручення, зсуву і кривизни витків нормами розрахунку вагонів на міцність [6] рекомендується приймати $[\tau] = 750$ МПа.

Якщо розрахункову силу обчислюють за формулою (7.6), напруження, що допускаються, вибирають по межі витривалості, а при повному осіданні (зіткненні витків у пружинах) – не більше межі текучості.

7.6. Гасителі коливань

Гасителі коливань створюють дисипативні (розсіюючі) сили, необхідні для розсіювання енергії власних коливань і обмеження таким чином амплітуд коливань вагона або його частин.

За характером створюваних дисипативних сил основні конструкції гасителів коливань, що використовуються у вагонах, можна розділити на фрикційні та гідравлічні.

Фрикційні гасителі коливань можна, в свою чергу, розділити на такі групи:

- гасителі з постійною величиною сили тертя F_c ;

- гасителі з постійними силами тертя F_n для одного напрямку переміщення і $F_в$ для протилежного. При цьому сили F_n і $F_в$ відрізняються за величиною;

- гасителі із змінними силами тертя, пропорційними переміщенням;

- гасителі із змінними силами тертя, пропорційними переміщенням, але неоднаковими за величиною для протилежних напрямків цих переміщень.

Гідравлічні гасителі коливань мають:

- силу опору в'язкого тертя, пропорційну першому ступеню швидкості переміщення;

- силу опору в'язкого тертя, пропорційну квадрату швидкості переміщення.

Гумові ресори створюють дисипативні сили, аналогічні силам опору в'язкого тертя.

Окрім перерахованих основних типів гасителів коливань, є гасителі, що створюють сили опору сухого і в'язкого тертя (гумофрикційні, гумогідравлічні та ін.).

Гаситель коливань з постійною силою тертя має таку будову (рис. 7.10): у пазах надресорної балки з кожного боку вмонтований спеціальний башмак 2, у якому розташований стакан 3 і пружина 4. Стакан притиснутий пружиною до фрикційної планки 1 бокової рами візка.

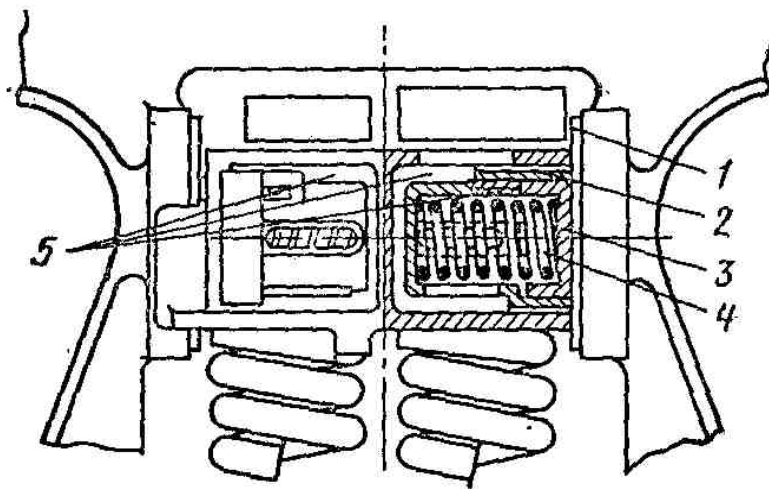


Рис. 7.10. Гаситель коливань з постійною силою тертя

Сила тертя цього гасителя, яка виникає при відносному переміщенні стакана і планки, визначається попереднім стисненням пружини і її жорсткістю, а також коефіцієнтом тертя між стаканом і фрикційною планкою. Гаситель коливань (рис. 7.11), що використовується у тривісних візках типу 18-102, створює сили тертя, пропорційні переміщенням. Навантаження від надресорної балки візка через прокладку 1 і натискний конус 2 передається на два розсувні клини 3. При деформаціях ресорного підвішування ці клини переміщуються усередині стакана 6, притискаючись до його стін, завдяки чому між дотичними циліндровими поверхнями розвиваються сили тертя.

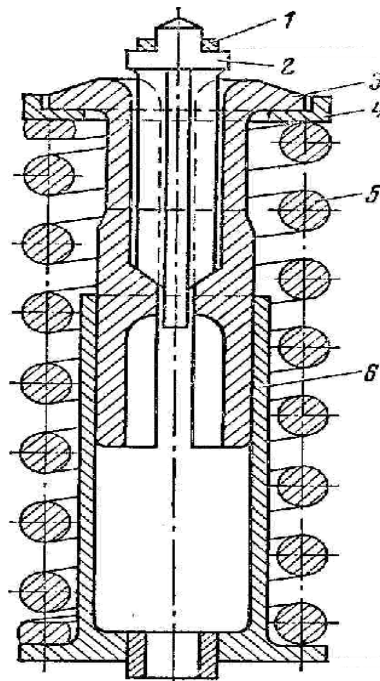


Рис. 7.11. Гаситель коливань з силою тертя, пропорційною переміщенням

Відновлення стиснутого гасителя забезпечується пружиною 5, розміщеною між фланцем стакана і опорним кільцем 4, яке притиснуто до фланців розсувних клинів.

Клиновий гаситель коливань, який створює сили тертя, пропорційні переміщенням, але різні за величиною для руху вниз та вгору, застосовується у візках моделі 18-100 вантажних вагонів (рис. 7.12).

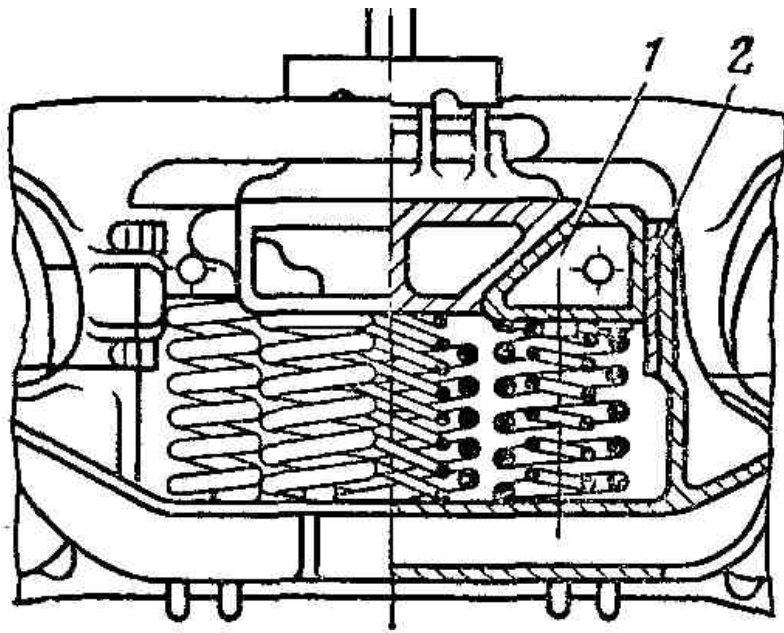


Рис. 7.12. Клиновий гаситель коливань

Сили тертя у цих гасителях виникають при відносному вертикальному і горизонтальному переміщеннях поверхонь фрикційних клинів 1 по фрикційних планках 2, укріплених на колонках бічних рам візка. Отже, клинові гасителі можуть гасити вертикальні і горизонтальні коливання. Вони відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації і широко застосовуються у візках вантажних вагонів.

У буксовому підвішуванні візків типів КВЗ-ЦНП пасажирських вагонів встановлені фрикційні гасителі (рис. 7.13), розміщені усередині пружин ресорного підвішування. У цьому гасителі є втулка 9, надіта на шпінтон 2 рами візка. Навколо втулки розташовано шість фрикційних конусних секторів 8. Під тиском пружини 4 конусні кільця притискають сектори до втулки. У процесі коливань рами візка щодо букси 1 відбувається переміщення секторів по втулці. Внаслідок цього виникають сили тертя, які гасять коливання або обмежують їх амплітуди. При такому розташуванні гасителя у буксовому вузлі створюється додатковий зв'язок колісної пари з рамою візка.

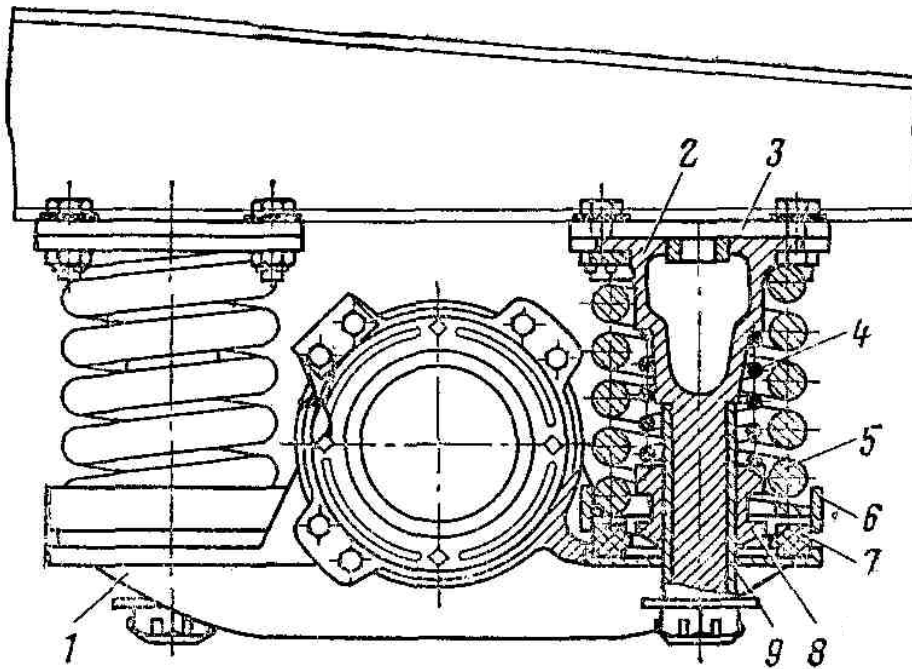


Рис. 7.13. Вузол буксового підвішування пасажирського візка з фрикційним гасителем коливань

Одним з основних недоліків всіх фрикційних гасителів коливань є те, що вони мають великі сили тертя спокою, перешкоджаючи прогинанням ресорного підвішування, коли величина збурюючої сили менше величини сили тертя самого гасителя.

Розрахунок фрикційних гасителів коливань зводиться до визначення залежності між силовими параметрами і геометричними розмірами.

Гідравлічні гасителі коливань, що використовуються у візках пасажирських вагонів, виконані телескопічними поршневыми. Такі гасителі зручні в експлуатації, мають незначну масу і володіють раціональною характеристикою. Принцип дії цих гасителів полягає у послідовному переміщенні в'язкої рідини поршнем через вузькі (дросельні) канали і всмоктуванні її назад через клапан односторонньої дії. При проходженні рідини через дросельні канали виникає в'язке тертя, внаслідок чого механічна енергія коливального руху вагона перетворюється на теплову, яка потім розсіюється у довкілля.

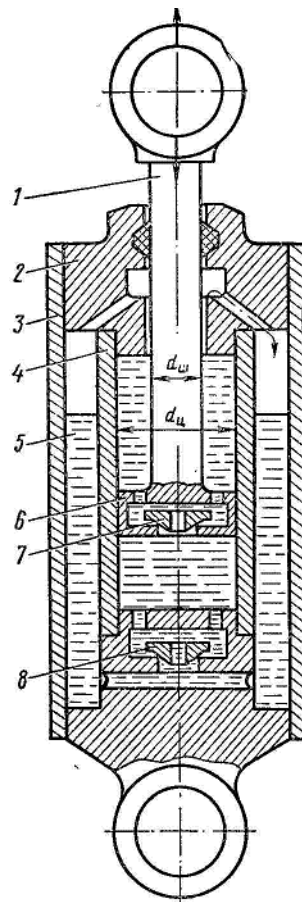


Рис. 7.14. Принципова схема гідравлічного гасителя коливань

Гідравлічний гаситель коливань (рис. 7.14) складається з таких основних частин: робочого циліндра 4, поршня 6 з штоком 1, верхнього 7 і нижнього 8 клапанів, корпусу 3 і направляючої втулки 2. Між циліндром і корпусом утворюється резервуар 5. Гаситель заповнений в'язкою рідиною. При русі поршня вниз (хід стиснення) верхній клапан підводиться і рідина з-під поршневої порожнини циліндра перетікає у надпоршневу. Проте внаслідок руху штока тиск у порожнині робочого циліндра підвищується і частина рідини з великим гідродинамічним опором перетікає через дросельний отвір нижнього клапана в резервуар.

У цей час тиск рідини у надпоршневій і підпоршневій порожнинах циліндра однаковий, оскільки порожнини сполучаються між собою через великі отвори верхнього клапана і поршня.

При русі поршня вгору (хід розтягування) верхній клапан закривається, тиск рідини у надпоршневій порожнині циліндра підвищується і рідина з великим гідродинамічним опором перетікає через дросельні канали верхнього клапана у підпоршневу порожнину. Одночасно в цій порожнині настає розрідження, оскільки об'єм, що перетікає в неї з надпоршневої порожнини рідини, менше об'єму підпоршневої порожнини. Внаслідок цього нижній клапан підіймається і частина рідини засмоктується у підпоршневу порожнину з резервуара, заповнюючи звільнений штоком простір. Резервуар гасителя коливань служить не тільки ємкістю для рідини, що витісняється штоком з циліндра, але і місцем для збирання рідини, що просочується через кільцевий зазор між направляючою втулкою і штоком.

Робочою рідиною для гідравлічних гасителів коливань вагонних візків служать веретенне, приладове і трансформаторне мастила, а також інші спеціальні рідини.

Параметр β_1 гідравлічного гасителя коливання з силою опору, пропорційного першому ступеню швидкості переміщення поршня, визначається за індикаторною діаграмою (рис. 7.15), записаною при випробуванні цього гасителя на спеціальному стенді. Параметр сил опору приладу визначається за формулою

$$\beta_1 = \frac{A \times t}{2\pi \times H \times n}, \quad (7.20)$$

- де A - довжина індикаторної діаграми, м;
 t - масштаб реєструючого пристрою, Н/м;
 H - ширина індикаторної діаграми, м;
 n - кількість подвійних ходів поршня гасителя за секунду, 1/с.

У візках пасажирських вагонів встановлені гасителі коливань виробництва Тверського вагонобудівного заводу.

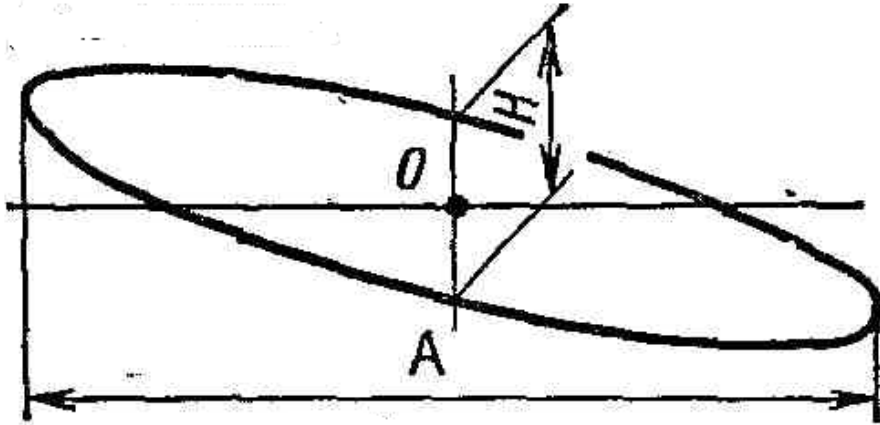


Рис. 7.15. Індикаторна діаграма гідравлічного гасителя коливань

Гаситель коливань типу КВЗ-ЛШЖТ (рис. 7.16) має циліндр 12, який одним кінцем встановлений у поглибленні фланця 13 нижнього клапана 16 і притиснутий направляючою втулкою 8. Шток 22 з поршнем 19 вкручений у верхню головку 27 і закріплений гвинтом 3. Верхній клапан 21 вкручений у поглиблення поршня і штока і теж закріплений пружинним кільцем 20.

Нижній клапан закріплений з пружинним кільцем 15 у фланці, який вільно вставлений у поглиблення нижньої головки 14. Через канавки, що фрезеруються, нижня частина клапана 16 сполучається з резервуаром 10. До головки 14 приварений корпус 11, який є основою для збірки всіх частин гасителя і, крім того, зовнішньою стіною резервуара 10. Для захисту корпусу і штока від механічних пошкоджень і захисту робочої поверхні штока від пилу і бруду до верхньої головки 27 прикручений кожух 9, який майже повністю закриває корпус.

Великий вплив на працездатність гасителя мають ущільнення поршня, штока, а також місця прилягання циліндра до направляючої втулки 8 і фланця 13. Для ущільнення поршня поставлено чавунне кільце 18. Основним ущільнюючим пристроєм штока на виході з циліндра є направляюча втулка 8, а допоміжним – каркасні сальники 25. Причому нижній сальник призначений для зняття рідини з поверхні штока при виході його з циліндра, а верхній – для зняття пилу і бруду при вході штока в циліндр.

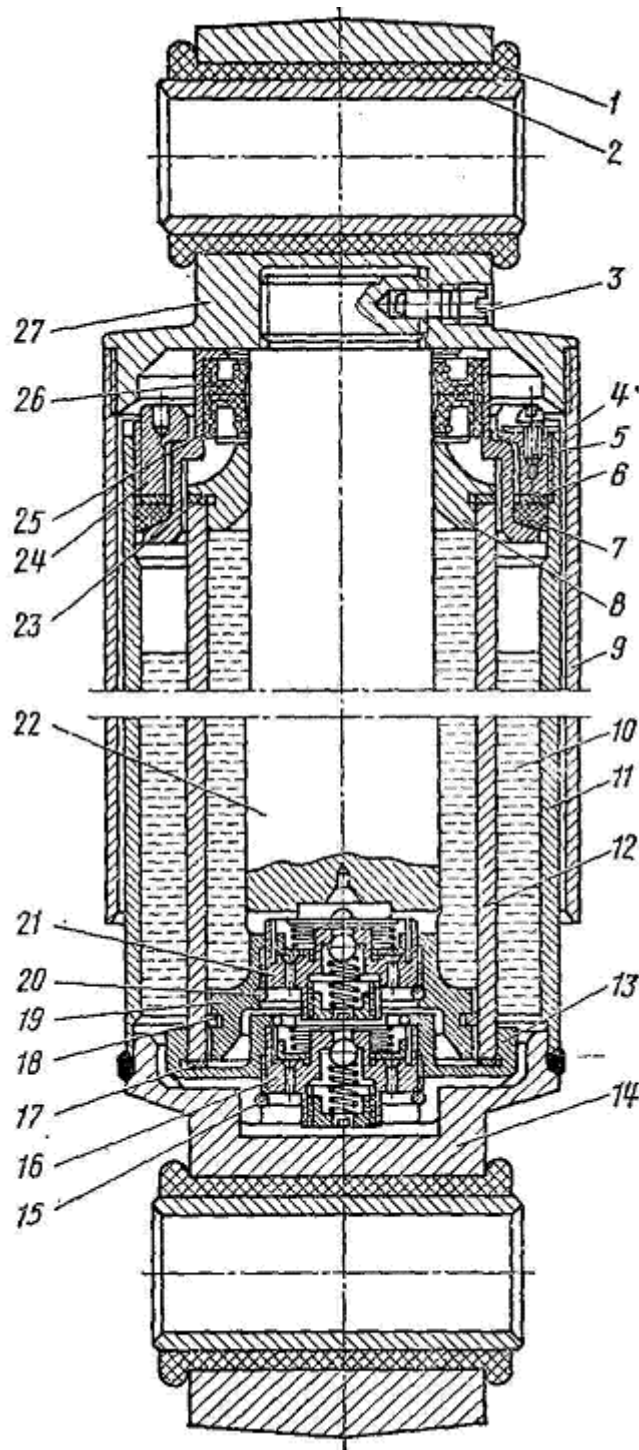


Рис. 7.16. Гаситель коливань КВЗ-ЛПЖТ

Каркасні сальники змонтовані в обоймі 26. Ущільнення торців циліндра 12 здійснено алюмінієвими кільцями 17 та 23. Внутрішні частини гасителя (направляюча втулка, циліндр, фланець нижнього клапана) закріплені за допомогою натяжного кільця 24, яке вкручене у верхню частину корпусу.

Натяжне кільце 24 через металеву шайбу 6 і гумове ущільнювальне кільце 7 упирається в обойму 26 і через неї натискає на направляючу втулку, циліндр, фланець і нижню головку. Кільце 24 застопорено планкою 4, один кінець якої прикріплений до нього шурупом 5, а інший входить у проріз корпусу 11.

Для кріплення гасителя до надресорної балки і рами візка у верхній і нижній головках є циліндрові отвори з гумовими 1 і металевими 2 втулками.

Верхній 21 і нижній 16 клапани взаємозамінні і забезпечені запобіжними кульковими пристроями для обмеження опору гасителя при надмірних швидкостях переміщення поршня або підвищенні в'язкості рідини через низьку температуру навколишнього середовища. При підвищенні тиску рідини в циліндрі понад допустимий кульковий пристрій спрацьовує і перепускає частину рідини повз дросельні канали, які виготовлені у вигляді прямокутного прорізу на сідлі клапана.

Гідравлічні гасителі коливань можуть бути встановлені у візках вертикально, похило і горизонтально.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Конструирование и расчет вагонов / Под ред. В.В.Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 727 с.
2. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Под ред. Л.А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
3. Горбенко А.П. Конспект лекцій з дисципліни «Вагоны» (розрахунки). – Харків, 2000. – 42 с.
4. Горбенко А.П., Мартинов І.Е., Урсуляк В.К. Розрахунки вписування проектного вагона в габарит за допомогою ЕОМ. – Харків, 1994. – 16 с.
5. ГОСТ 9238-83. Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 19 с.
6. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319с.
7. Расчет вагонов на прочность / Под ред. Л.А.Шадура. – М.: Машиностроение, 1978. – 432 с.
8. Строительная механика / Под ред. А.В.Даркова. – М.: Высшая школа, 1976. – 600 с.
9. Феодосьев В.И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. – М.: Наука, 1975. – 174 с.
10. Большегрузные восьмиосные вагоны / Под ред. Л.А.Шадура. – М.: Транспорт, 1968. – 288 с.
11. Евтихеев Г.К. Цельнометаллические пассажирские вагоны. – М.: Транспорт, 1972. – 224 с.
12. Болотин З.М. Почтовые вагоны. – М.: Связь, 1975. – 180 с.
13. Коломийченко В.В., Беспалов Н.Г., Семин Н.А. Автосцепное устройство подвижного состава. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
14. Калмыков В.Г., Кузнецов А.Г. Вагоны промышленного транспорта. – М.: Транспорт, 1970. – 196 с.
15. Шевченко П.В., Горбенко А.П. Вагоны промышленного железнодорожного транспорта. – К.: Вища школа, 1980. – 224 с.
16. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм: Альбом-справочник 002 И-97 ПКБ-ЦВ. – М.: ПКБ ЦВ, 1998. – 283 с.

17. Вагони вантажні. Терміни та визначення. ДСТУ 3431 – 96.- К.: Держстандарт України, 1997. – 19 с.
18. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. – К.: Наукова думка, 1985. – 526 с.
19. Медведев В.П. Выбор оптимальных параметров цистерн и полувагонов с применением ЭВМ: Учебное пособие. – М.: МИИТ, 1977. – 112 с.
20. Инструкция по применению габаритов подвижного состава. МПС ЦВ/4422. – М.: Транспорт, 1988. – 134 с.
21. Богданов А.Ф., Чурсин В.Г. Эксплуатация и ремонт колесных пар вагонов. – М.: Транспорт, 1985. – 269 с.
22. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар ЦВ-ЦЛ-0062. – К.: Укрзалізниця, 2006. – 35 с.
23. Амелина А.А. Устройство и ремонт вагонных букс с роликовыми подшипниками. – М.: Транспорт, 1975. – 286 с.
24. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
25. Белти Г. Улучшение характеристик буксовых роликовых подшипников // Железные дороги мира. – 1994. – № 4. – С. 64-65.
26. Волков Н.Н., Родзевич Н.В. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
27. Петров В.А., Амелина А.А. Анализ выбора и пути развития конструкций буксового узла для оборудования вагонов магистральных железных дорог СССР // Вопросы конструирования механизмов, используемых на железнодорожном транспорте / Сб. науч. тр. – М.: ВЗИИТ, 1984. – Вып. 122. – С. 4-25.
28. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / В.Б. Носов, И.М. Карпухин, Н.Н. Федотов и др.; Под общ. ред. В.Б. Носова. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
29. Цюренко В.Н., Петров В.А. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. – М.: Транспорт, 1982. – 96 с.

30. Чебаненко В.М. К вопросу выбора рациональной конструкции вагонной роликовой буксы // Техника железных дорог. – 1952. - №7. – С. 11-16.
31. Эггольм К.Ф., Девятков В.Ф. Вагонные буксы с роликовыми подшипниками. – М.: Трансжелдориздат, 1953. – 240 с.
32. Горбенко А.П., Донченко А.В., Мартынов И.Э. К проблеме совершенствования подшипникового узла вагонов // Залізничний транспорт України. – 1999. - №6. – С. 39-42.
33. Мартынов И.Э. Буксовые узлы отечественных вагонов: История и перспективы // Залізничний транспорт України. – 2002. - №6. – С. 34-37.
34. Горбенко А.П., Кельріх М. Б., Брайковська Н. С. Розрахунки багаторядних пружин вантажних та пасажирських вагонів: Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектів з дисципліни “Вагони”. – Харків: УкрДАЗТ, 2001. – 14 с.
35. Гасители колебаний подвижного состава: Справочник / М.М. Соколов, В.И. Варава, Г.М. Левит. – М.: Транспорт, 1985. – 192 с.

А. П. Горбенко, І. Е. Мартинов

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ ВАГОНІВ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск Горбенко А.П.

Редактор Губарева К.А.

Підписано до друку 18.05.07 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 8,5. Обл.-вид.арк. 8,75.

Замовлення № Тираж 500 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 2874 від. 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7