

С.В. Панченко, О.Б. Бабанін, А.О. Каграманян, Ю.М. Дацун

Теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту

підручник

Харків 2018



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ

**ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ
РУХОМОГО СКЛАДУ
ВИСОКОШВИДКІСНОГО ТРАНСПОРТУ**

Підручник

Харків – 2018

УДК 656.022.846

Т 33

Рекомендовано вченою радою Українського державного університету залізничного транспорту як підручник (витяг з протоколу № 5 від 29 травня 2018 р.)

Рецензенти:

професор В. П. Ткаченко (Державний університет інфраструктури та технологій),
А. В. Січкач (філія «Українська залізнична швидкісна компанія» ПАТ «Укрзалізниця»)

Авторський колектив:

С. В. Панченко – передмова, вступ і розділи 1, 2;
О. Б. Бабанін – розділи 5, 9, 10; А. О. Каграманян – розділи 3, 4;
Ю. М. Дацун – розділи 6, 7, 8.

Т 33 Теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту: Підручник / С. В. Панченко, О. Б. Бабанін, А. О. Каграманян та ін. – Харків: УкрДУЗТ, 2018. – 362 с., рис. 221, табл. 1.

У підручнику наведені основні типи високошвидкісних поїздів, які експлуатуються на залізницях світу, а також особливості їх механічної частини. Висвітлена історія розвитку високошвидкісного руху у різних країнах світу. Стосовно до високошвидкісних поїздів розглянуті теоретичні питання їх ресорного підвішування, особливості конструкції тягових приводів, тягових електродвигунів та видів гальмового обладнання. Окремо наведені питання щодо безпеки руху високошвидкісних поїздів, які безпосередньо пов'язані з механічною частиною.

Підручник призначений для студентів навчальних закладів залізничного транспорту, а також для навчання та підвищення кваліфікації провідних фахівців експлуатаційних та ремонтних підприємств локомотивного господарства.

УДК 656.022.846

ISBN -

© Український державний університет залізничного транспорту, 2018.

Підручник

Панченко Сергій Володимирович,
Бабанін Олександр Борисович,
Каграманян Артур Олександрович
та ін.

ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ
РУХОМОГО СКЛАДУ ВИСОКОШВИДКІСНОГО
ТРАНСПОРТУ

Відповідальний за випуск Бабанін О. Б.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 27.04.18 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 22,25. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

ПЕРЕДМОВА

Високошвидкісні залізниці є сучасним індикатором якості життя й комунікаційних можливостей держави, а також показником її технічного потенціалу в цілому.

Організація високошвидкісного залізничного руху ґрунтується на двох принципах. По-перше, цей рух здійснюється за допомогою складної системи, яка включає в себе технічні пристрої, технологічні прийоми, фінансово-економічні інструменти тощо. Всі ці компоненти, окремо й разом, повинні бути конкурентоспроможними і спрямованими на економію часу пасажирів. По-друге, високошвидкісні залізничні магістралі однакові з позицій їх функцій, але завжди різні за виконанням. Високошвидкісні системи, які оцінюються з погляду швидкості, пропускної спроможності і вартості проекту, можуть відрізнятися в різних країнах і навіть в одній країні за експлуатаційними та комерційними характеристиками.

В основу даного підручника покладено монографії Кисельова Ігоря Павловича [33, 34], Ковальова Валерія Івановича [37] (ПДУШС "ЛІЗТ"), Омельяненка Віктора Івановича [40] (НТТУ "ХП"), Анісімова Петра Степановича [6] (МДУШС "МІТ"), а також інформацію з інших численних розрізнених джерел, перелік яких наведений у бібліографічному списку.

У підручнику в лаконічній формі розглянуто питання розвитку технічних засобів високошвидкісного залізничного транспорту, теорія та конструкція рухомого складу високошвидкісного транспорту.

Підручник призначений для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту, а також для наукових співробітників та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з рухом пасажирських поїздів.

ВСТУП

До високошвидкісних залізниць належать магістралі, на яких здійснюється рух спеціалізованого рухомого складу з заданим рівнем безпеки й комфорту, а також ефективною системою контролю, технічного обслуговування та ремонту рухомого складу.

Поняття "високошвидкісна залізниця" склалося після запуску в експлуатацію в 1964 р. першої у світі спеціалізованої залізничної магістралі Токіо-Осака в Японії. Ще в середині ХХ ст. до категорії "високошвидкісний" відносили рух поїздів зі швидкостями 140-160 км/год. За останні роки мінімальне значення цих швидкостей зросло до 200 км/год. Для цього у Франції, Великобританії, Німеччині, Італії, Японії та Південній Кореї були розгорнуті широкі теоретичні та експериментальні дослідження високошвидкісного рухомого складу, насамперед у напрямку вдосконалення його ходових частин і тягового привода.

Із загальних вимог до механічної частини стосовно високошвидкісного рухомого складу домінуючими стали вимоги з безпеки руху і комфорту для пасажирів без зменшення їх техніко-економічної ефективності. На перший план вийшли проблеми забезпечення динамічної стійкості візка, зменшення реакцій за збуренням кінематичного характеру (нерівностей у профілі й плані), а також здатність високошвидкісного рухомого складу довгостроково зберігати свої динамічні характеристики в процесі експлуатації.

У зв'язку з прийняттям європейськими країнами рішення про створення західноєвропейської мережі швидкісних залізниць можна очікувати в найближчі роки інтенсивного розвитку нового рухомого складу зі швидкостями 350-400 км/год.

Виходячи з цього, у даному підручнику розглянуто теорію та конструкцію рухомого складу високошвидкісного транспорту різних країн.

1. ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ШВИДКІСНОГО І ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХУ

1.1. Використання електричної тяги для швидкісного і високошвидкісного руху

У 1933-1943 рр. у Франції було виготовлено 48 швидкісних електровозів, які після війни отримали серію 9100. Локомотив був здатний водити пасажирські експреси зі швидкістю до 140 км/год.

У СРСР одним із найпотужніших швидкісних пасажирських електровозів, побудованих перед другою світовою війною, був дослідний локомотив ПБ 21-01. Під час випробувань 5 січня 1935 р. цей електровоз із поїздом масою 713 т, що складався з 17 чотиривісних вагонів, розвивав швидкість 98 км/год, а під час рейсу з одним вантажним вагоном - 127 км/год.

У 1940 р. у Сполучених Штатах Америки був створений швидкісний електропоїзд "Електролайнер", який складався з чотирьох вагонів довжиною 11,8 м, які спиралися на проміжні візки, що дозволяло поїзду проходити криві малого радіуса. Швидкість поїзда "Електролайнер" становила 140 км/год.

У 1930-х рр. в Італії був створений швидкісний електропоїзд ETR-200, призначений для роботи на електрифікованих лініях постійного струму напругою 3 кВ. Поїзд складався з 3 вагонів загальною масою 110 т і мав сумарну потужність тягових електродвигунів 1100 кВт. 20 липня 1939 р. відбулася демонстраційна поїздка цього електропоїзда з Флоренції в Мілан. Весь маршрут довжиною 314 км поїзд пройшов за 1 год 55 хв із середньою швидкістю 164 км/год, розвинувши короткочасно швидкість 202,8 км/год. До початку експлуатації високошвидкісних поїздів у Японії в 1964 р. це був найвищий результат.

У 1955 р. у Франції електровози серій CC7100 і BB9000, які працювали на постійному струмі, кожний із поїздом із трьох вагонів загальною масою 111 т, перевищили 300-кілометрову швидкісну межу. Експерименти проводилися на спеціально підготовленій ділянці довжиною 66 км лінії Париж-Орлеан. Ці локомотиви були призначені для швидкісних поїздок і пройшли

відповідну модернізацію. Тягові двигуни, редуктори, буксові вузли й колісні пари були перевірені на спеціальному стенді на швидкість обертання, що дорівнювала еквівалентній лінійній швидкості руху локомотива 450 км/год. 29 березня 1955 р. електровоз серії ВВ9000 із поїздом, що складався з трьох вагонів, встановив рекорд швидкості - 331 км/год. Напередодні, 28 березня, електровоз серії СС7100 з тим самим поїздом досягнув швидкості 326 км/год.

1 жовтня 1964 року в Японії відбулася подія, яка ознаменувала початок нового етапу в історії залізничного транспорту - це поява спеціалізованих високошвидкісних залізничних магістралей. У цей день почалася постійна експлуатація високошвидкісної магістралі Токіо-Осака довжиною 515,4 км. Вона призначалась для постійного руху поїздів нового покоління, які одержали пізніше серійне найменування 0 ("нуль"), зі швидкістю до 210 км/год. Реалізація цього комплексного проекту дозволила вперше у світі організувати масові залізничні пасажирські перевезення зі швидкістю більше 200 км/год.

Всі подальші досягнення в галузі освоєння високих швидкостей на рейках були пов'язані з використанням саме таких спеціалізованих високошвидкісних магістралей.

У 1981 р. у Франції в результаті виконання спеціальної програми, яка здійснювалась більше 20 років, була відкрита для руху поїздів перша в Європі високошвидкісна магістраль Париж-Ліон. Для експлуатації на цій магістралі був створений поїзд нового покоління TGV (Train a Grande Vitesse). 26 лютого 1981 р. електропоїздом TGV PSE (Paris - Sud - Est, у перекладі: Париж - Південь - Схід) внаслідок експериментальної поїздки був установлений новий рекорд швидкості - 380,4 км/год.

У 1985 р. в Німеччині був виготовлений 5-вагонний дослідний електропоїзд, який отримав назву ICE-V (поєднання англійської аббревіатури InterCity Express - міжміський експрес і німецького слова Versuch - експериментальний). 1 травня 1988 р. між 285-м і 295-м кілометрами високошвидкісної магістралі Фульда-Вюрцбург поїзд ICE-V розвинув швидкість більше 400 км/год. Цей новий світовий рекорд на деякий час зробив першими

західнонімецьких виробників високошвидкісного рухомого складу.

Починаючи з листопада 1988 р. у Франції була розгорнута широка програма випробувань високошвидкісного поїзда другого покоління – TGV-A (Atlantique - атлантичний). Експериментальна ділянка колії, де проводились ці випробування, складала 280 км. Це була практично пряма траса, яка мала невелику кількість кривих з радіусом до 15 км.

Дослідним поїздом для таких швидкісних випробувань було обрано серійний поїзд TGV-A № 325, на якому були виконані деякі доопрацювання й зміни. У грудні 1989 р. цей поїзд, що складався з двох локомотивів і чотирьох вагонів, встановив рекорд швидкості 482,4 км/год. Протягом декількох місяців виконувались роботи з подальшого його вдосконалення. Склад поїзда при цьому був зменшений на один причіпний вагон. 9 травня 1990 р. швидкість такого поїзда перевищила позначку 500 км/год, а її пікове значення склало 510,6 км/год. 18 травня 1990 р. відбулася чергова експериментальна поїздка, яка завершилася тим, що був установлений на той час світовий рекорд швидкості - 515,3 км/год. Через сім років (у 2007 р.) поїзд TGV розігнався до позначки 574,8 км/год і був установлений новий світовий рекорд швидкості, що тримається й дотепер.

1.2. Технічні характеристики та інженерні рішення під час створення високошвидкісних залізниць

Економічна й соціальна ефективність високошвидкісних магістралей у масштабах держави та відносно малий негативний вплив на навколишнє середовище порівняно з іншими видами транспорту схилили суспільну думку в розвинених країнах на користь високошвидкісних залізниць.

З урахуванням незаперечних переваг високошвидкісних магістралей рішення про спорудження таких ліній прийнято як державні програми в багатьох країнах. На сьогодні в Європі ці плани вже вийшли на міждержавний рівень.

У середині ХХ ст. до категорії "високошвидкісного" на залізничному транспорті відносили рух зі швидкостями 140-160

км/год. За останні 50 років межа високошвидкісного руху піднялася до значення 200 км/год.

Для традиційної залізничної транспортної системи "колесо-рейка" при переході швидкісної межі 200-250 км/год спостерігається значне збільшення опору руху рухомого складу і, як наслідок, зростання енергетичних витрат на тягу поїздів.

Для швидкостей руху вище 200 км/год потрібні інші технічні норми й більш висока, ніж на звичайних лініях, оснащеність стаціонарних пристроїв, інфраструктура та рухомий склад, що призводить до зростання капітальних витрат.

Максимальні швидкості руху поїздів на високошвидкісних магістралях залежно від конкретних умов і проектних рішень (за конструктивними параметрами) становить 250-350 км/год.

Сьогодні визначилась така градація швидкостей у пасажирському русі:

- до 140 ... 160 км/год - рух поїздів на звичайних залізницях;
- до 200 км/год - швидкісний рух поїздів, як правило, на реконструйованих лініях;
- понад 200 км/год - високошвидкісний рух на спеціально побудованих високошвидкісних магістралях.

Порівняння високошвидкісного залізничного, авіаційного й автомобільного транспорту показує, що при відстанях порядку 400-800 км високошвидкісні поїзди забезпечують більш високий рівень комфорту і безпеку. Крім того, вони надають пасажирові більшу швидкість пересування та значно зменшують час у дорозі.

Важливим є й те, що високошвидкісні магістралі мають найнижчий питомий викид забруднювачів у навколишнє середовище. Вони при рівних пасажиропотоках займають менші території, ніж це потрібно для автострад і аеропортів.

Умовно можна виділити три основних концептуальних підходи до організації високошвидкісного руху.

1. Японська та іспанська концепції. Вони передбачають спорудження спеціальних високошвидкісних магістралей. Колійна (рейкова) система цих магістралей повністю ізольована від іншої залізничної мережі.

2. Французька концепція. Вона передбачає будівництво нових високошвидкісних магістралей, які входять до загального

складу залізничної мережі, але такі, що призначені винятково для високошвидкісного рухомого складу.

3. Італійська та німецька концепції полягають у комплексній реконструкції залізничних напрямків, при якій здійснюється будівництво окремих високошвидкісних ділянок і модернізація існуючих ліній, випрямлення головних колій з метою організації швидкісного й високошвидкісного руху.

Коротко зупинимося на кожній з них. У Японії через історичні причини і топографічні умови залізниці будувалися з вузькою колією - 1067 мм. Високошвидкісні магістралі в цій країні споруджуються з використанням так званої "стефенсонівської" колії шириною 1435 мм. Вони, за винятком спеціальних ділянок, що одержали назву "міні-синкансен", повністю ізольовані від іншої залізничної мережі.

В Іспанії рейкова система високошвидкісних магістралей нормальної колії 1435 мм відділена від загальної мережі залізниць, тобто колії з шириною 1668 мм. Відмінністю ситуації в цій країні при схожості концепції створення високошвидкісних магістралей є те, що на них виходять тільки високошвидкісні поїзди типу Тальго, вагони яких мають пристрій колісних пар, що дозволяє рухатися по колії з різною шириною колії (1668 і 1435 мм).

У Японії та Іспанії на високошвидкісних магістралях побудовано спеціальні станції. Але в ряді випадків їх колії підведені до платформ існуючих залізничних вокзалів.

У Франції для високошвидкісного руху побудовано спеціальні магістралі. Оскільки високошвидкісна магістраль і мережа звичайних залізниць мають ту саму колію шириною 1435 мм, високошвидкісні поїзди можуть виходити на звичайні лінії, що збільшує зону обслуговування. Однак рухомий склад звичайних залізниць ніколи не заходить на високошвидкісні лінії.

В Італії та Німеччині на реконструйованих залізничних напрямках здійснюється змішана експлуатація високошвидкісних і звичайних пасажирських поїздів, а також прискорених вантажних поїздів.

При організації високошвидкісного залізничного руху в цих країнах здійснювалась комплексна модернізація залізничних

ділянок. Будувалися нові лінії високошвидкісних магістралей, а також здійснювалася модернізація старих залізниць. Це дозволило одержати залізничні магістралі з трьома, чотирма й іноді п'ятьма коліями, як правило, знеособленими. По деяких з них можна здійснювати рух поїздів зі швидкостями понад 200 км/год.

При проектуванні високошвидкісної магістралі, на відміну від звичайних залізниць, головним завданням стало трасування лінії з застосуванням горизонтальних кривих великих радіусів від 4 до 7 км. Виключення становила перша високошвидкісна лінія Токіо-Осака (Японія), де мінімальний радіус був прийнятий розміром 2,5 км.

На цей час намітились декілька принципово відмінних підходів до створення залізничної колії для високошвидкісних магістралей.

У Японії на першій у світі високошвидкісній магістралі Токіо-Осака безстикова залізнична колія була прокладена на залізобетонних шпалах, на щебеневому баласті та на земляному полотні. Великі витрати на утримання цієї колії традиційної конструкції при високих швидкостях руху визначили подальший вибір японських фахівців - це використання твердих (плитних) основ замість баластової призми та практично повна відмова від земляного полотна на нових лініях високошвидкісних магістралей. До цього рішення підштовхнуло також й те, що на нових високошвидкісних магістралях Японії частка колії на ділянках зі штучними спорудами наближалася до 100 %.

У Франції після аналізу японського досвіду була прийнята конструкція головних колій високошвидкісних магістралей, яка передбачала укладання безстикової колії зі шпально-баластовою основою на земляному полотні. При цьому ураховувались дві вирішальні переваги баластового варіанта порівняно з плитним: значно менша ціна самої конструкції (на ділянках із земляним полотном) і великий запас стійкості колії проти поперечного зсуву від впливу на неї рухомого складу.

Бралися до уваги й недоліки плитної основи на земляному полотні, які виявилися в Японії. Зокрема це дорожнеча такої конструкції, труднощі в усуненні геометричних відхилень колії,

відсутність налагодженої технології її укладання та невизначеність поведінки на слабких ґрунтах.

Багаторічний досвід експлуатації французької високошвидкісної магістралі Париж-Ліон підтвердив високі експлуатаційні якості й надійність колії на баласті.

У Німеччині на перших лініях високошвидкісних магістралей перевагу було віддано колії на земляному полотні з баластовою призмою. Однак пізніше, коли виникла проблема будівництва випрямних ходів з великою кількістю тунелів та інших штучних споруд, були проведені дослідження і здійснені випробування колії на жорсткій основі. У результаті було визнано доцільним застосування верхньої будови японського типу з деякими корективами німецьких фахівців.

На першій іспанській високошвидкісній магістралі Мадрид-Севілья була застосована конструкція колії, близька до французької.

Для забезпечення більш прямої траси та необхідності обов'язкових пристроїв розв'язки з іншими видами транспорту на різному рівні на високошвидкісних лініях будується велика кількість штучних споруд. До штучних споруд, які будуються на високошвидкісних лініях, висуваються особливі вимоги у зв'язку зі специфічним характером динамічних навантажень, вібраційних і шумових характеристик при високих швидкостях руху.

У перші роки експлуатації тунелів на високошвидкісних магістралях фахівці зіткнулися з негативними наслідками ударних звукових хвиль при проходженні поїздами тунелів на великих швидкостях. Це потребувало вживання заходів щодо герметизації рухомого складу і застосування різних інженерних конструкцій у вигляді ґратчастих розтрубів перед порталами тунелів, додаткових вентиляційних штолень, повітряних камер та ін. Вони у свою чергу пом'якшують фронт ударної хвилі перед високошвидкісним поїздом.

Роздільні пункти (станції), обгінні пункти і диспетчерські пости значною мірою обумовлюють належний рівень забезпечення життєдіяльності високошвидкісних і швидкісних залізничних магістралей.

Особливістю японського та іспанського варіантів, як

зазначалося раніше, є повна рейкова автономність високошвидкісних магістралей від звичайних залізниць. Це потребувало по всій їх довжині спорудження нових проміжних пасажирських станцій з повним комплексом відповідних пристроїв.

Для забезпечення зручної пересадки пасажирів (з поїздів звичайних залізничних мереж на високошвидкісний рухомий склад) у Японії та Іспанії на лініях, де курсують високошвидкісні поїзди, станції розташовують на одному рівні зі станціями звичайних залізниць.

Французький варіант передбачає розміщення на високошвидкісних магістралях тільки тих роздільних пунктів, які необхідні для організації руху поїздів. Пасажирські операції передаються на найближчі звичайні вокзальні комплекси, на які (по спеціально побудованих з'єднувальних коліях) заходить частина високошвидкісних поїздів. Крім роздільних пунктів з відповідним колійним розвитком, у середньому через 22-24 км розташовуються диспетчерські пости з укладанням двох з'їздів між головними коліями для можливості переведення руху з однієї колії на іншу.

Італійський і німецький варіанти високошвидкісних магістралей передбачають використання розширених і реконструйованих існуючих залізничних станцій.

Стрілочні переводи є найважливішим елементом колійного розвитку роздільних пунктів. Проектування й будівництво високошвидкісних магістралей стало значним поштовхом до розроблення нових типів стрілочних переводів, у тому числі й таких, які забезпечують високу швидкість руху як по прямій, так і за напрямком відхилення.

Створення високошвидкісних залізничних магістралей потребувало принципово нових підходів до забезпечення безпеки функціонування залізниці як комплексної системи.

Високий рівень безпеки забезпечується, зокрема, проектними параметрами, повним відокремленням високошвидкісних магістралей від інших шляхів сполучення (пристроями перетинань у різних рівнях з автомобільними шляхами, пішохідними переходами та ін.). Смуга відчуження

високошвидкісної магістралі, як правило, ізольована. Перебування в ній сторонніх людей і проникнення тварин не допускається.

На високошвидкісній магістралі забезпечується безперервний моніторинг стану земляного полотна і штучних споруд. Постійно проводиться спостереження за станом атмосфери зокрема, за силою й напрямком вітру, інтенсивністю випадання опадів, а в деяких випадках здійснюється контроль сейсмічної активності. Отримані дані передаються безпосередньо в автоматизовані системи управління рухом поїздів.

На високошвидкісних магістралях використовуються комплексні методи управління рухом поїздів на базі інтегрованих систем сигналізації, централізації й блокування. Застосовуються системи багатозначного автоблокування, як правило, без напільних сигналів, автоматична локомотивна сигналізація безперервної дії (АЛСБ) з контролем швидкості руху поїзда та диспетчерська централізація управління стрілками і сигналами на роздільних пунктах.

У високошвидкісному русі застосовується електричний рухомий склад. Були спроби використовувати для тяги високошвидкісних поїздів дизелі й газотурбінні установки, але вони (з деяких причин) не дістали подальшого розвитку.

Високошвидкісний поїзд являє собою рухомий склад постійного формування з локомотивною або розподіленою моторною тягою. У ряді випадків для високошвидкісного руху використовуються зчленовані вагони з проміжними візками. Рухомий склад високошвидкісних магістралей характеризується низьким навантаженням від колісних пар на рейки (близько 16-18 т).

Тяговий привод з інверторними перетворювачами й асинхронними тяговими електродвигунами визначив успіх у створенні високошвидкісних поїздів останніх десятиліть. Прогрес у галузі елементної бази полягає в появі в 1980-х рр. нових типів тиристорів, які дозволяють спростити схеми перетворювачів і зменшити їх кількість. Крім того, вони забезпечують широке використання на високошвидкісних поїздах потужних, компактних, надійних і дешевих асинхронних тягових двигунів.

У конструкціях високошвидкісного рухомого складу широко застосовується модульний (блоковий) принцип розміщення обладнання, який істотно знижує витрати на його проектування, виготовлення та експлуатацію.

Високошвидкісні магістралі, як правило, електрифіковані на змінному струмі промислової частоти 50 або 60 Гц із напругою в контактному проводі 25 кВ. Однак у ряді країн застосовується змінний струм зниженої частоти $16 \frac{2}{3}$ Гц і величиною напруги в контактній мережі 15 кВ.

Експлуатація високошвидкісних магістралей, починаючи з 1964 р. і до сьогодні, показала, що порівняно з іншими видами транспорту високошвидкісні залізниці є найбезпечнішими.

1.3. Загальні особливості схемних конструктивних рішень екіпажної частини високошвидкісного рухомого складу

В останні роки на залізничному транспорті здійснювалось інтенсивне освоєння швидкостей у діапазоні 250-400 км/год. Для цього у Франції, Великобританії, Німеччині, Італії, Японії були розгорнуті широкі теоретичні та експериментальні дослідження, насамперед за напрямком удосконалення ходових частин і тягового привода.

Із загальних вимог до механічної частини стосовно високошвидкісного рухомого складу (ВРС) домінуючими стали вимоги безпеки руху й комфорту без зниження його техніко-економічної ефективності. На перший план вийшли проблеми забезпечення динамічної стійкості візка, зменшення реакцій на збурювання кінематичного характеру (нерівностей у профілі й плані), а також здатність ВРС довгостроково зберігати свої динамічні характеристики в процесі експлуатації. Відносно комфорту для пасажирів разом з необхідністю забезпечення плавності ходу й низького рівня шуму в умовах збільшених збурювань виникла проблема захисту пасажира від миттєвого різкого збільшення тиску повітря при вході поїзда в тунель і проходження зустрічних поїздів.

Для ВРС особливе значення має ресурсозбереження, яке потребує необхідність пошуку досконалих аеродинамічних форм кузова з метою зменшення опору руху і трудомісткості його ремонту. Це досягається шляхом використання ретельно відпрацьованих конструкцій вузлів і технологій їх виготовлення.

Із двох можливих підходів до компонування високошвидкісного поїзда з розподіленою моторною тягою (коли всі вагони поїзда моторні) та електровозною (коли головні вагони замінені електровозами), домінуючим став другий. Він прийнятий скрізь, крім Японії. При цьому виявилися деякі стійкі тенденції у схемних рішеннях і конструкціях екіпажної частини. Їх можна розподілити таким чином:

- перенесення моторно-редукторної групи частково на кузов;
- збільшення бази візка;
- обов'язкове застосування гасників коливань із прямокутною характеристикою для стримування виляння;
- здійснення поперечного зв'язку візка з кузовом зі зменшеною жорсткістю;
- орієнтація тільки на приводи другого і третього класу.

У різних країнах були створені прототипи ВРС, на яких перевірялися й відпрацьовувалися конструктивні рішення, що забезпечують безпеку руху в умовах високих швидкостей. Далеко не всі конструкції, які були запропоновані спочатку, виявилися ефективними й життєздатними. Тричі зазнавала істотних змін конструкція моторного візка французького поїзда TGV. Поява італійського швидкісного електропоїзда ETR-500 була підготовлена дослідною експлуатацією поїзда ETR-450 на швидкостях до 250 км/год. Англійський швидкісний електропоїзд АРТ взагалі був відставлений для доопрацювання на стадії експлуатаційних випробувань.

У регулярній експлуатації працюють високошвидкісні поїзди TGV і AGV (Франція), ICE1, ICE2 та ICE3 (Німеччина), ETR500 та ETR1000 (Італія), серії 400 і 700 (Японія), NEMU430X (Корея), AVRIL (Іспанія), CRH1, CRH5, CRH6 та CRH380 (Китай).

Підготовчі роботи з освоєння високошвидкісного руху проводяться також у Швеції, США, Австралії та Росії. У зв'язку з

прийняттям країнами ЄЕС рішення про створення західноєвропейської мережі високошвидкісних залізниць можна очікувати в найближчі роки інтенсивний розвиток нового рухомого складу на швидкості від 250 до 400 км/год.

Контрольні питання

1. Коли розпочалася постійна експлуатація високошвидкісних поїздів у Японії?
2. Яка країна перша в Європі застосувала постійну експлуатацію високошвидкісних поїздів?
3. На якому напрямку у Франції був вперше розпочатий високошвидкісний рух?
4. Як розшифровується аббревіатура TGV високошвидкісних французьких поїздів?
5. За якими основними тенденціями розвивався високошвидкісний рух у Німеччині?
6. За допомогою якого високошвидкісного рухомого складу встановлено існуючий рекорд швидкості у світі?
7. За якими межами швидкості класифікується швидкісний і високошвидкісний рух?
8. Які заходи потрібні для організації високошвидкісного руху на залізницях?
9. За рахунок чого зростають енергетичні витрати на тягу у високошвидкісних поїздах?
10. Яка градація швидкостей у пасажирському русі для звичайних, швидкісних і високошвидкісних поїздів?
11. Які переваги пасажирам і за рахунок чого надає високошвидкісний рух?
12. Які існують основні концептуальні підходи щодо організації високошвидкісного руху на залізницях?
13. Що передбачає японська та іспанська концепції щодо організації високошвидкісного руху?
14. Що передбачає французька концепція щодо організації високошвидкісного руху?
15. Що передбачає італійська та німецька концепції щодо організації високошвидкісного руху?

16. Якої ширини колії застосовуються на японських залізницях?

17. Якої ширини колії застосовуються на іспанських залізницях?

18. Яка стандартна ширина колії для руху високошвидкісних поїздів встановлена в Європі?

19. Які стандартні вимоги до залізничних колій, по яких обертаються високошвидкісні поїзди?

20. Які негативні наслідки спостерігаються в тунелі під час проходження по ньому високошвидкісного поїзда?

21. Які вимоги до роздільних пунктів (станцій), обгінних пунктів і диспетчерських постів, що забезпечують високошвидкісний рух?

22. Які існують варіанти пересадки пасажирів з поїздів звичайних залізничних мереж на високошвидкісний рухомий склад?

23. Які вимоги висуваються до стрілочних переводів на високошвидкісних магістралях?

24. Що розуміється під комплексною системою організації високошвидкісного руху на залізницях?

25. Які основні заходи забезпечують безпеку руху на високошвидкісних магістралях?

26. Який основний принцип покладено для управління рухом високошвидкісних поїздів?

27. На яких видах струму та величини напруги може працювати електричний високошвидкісний рухомий склад?

28. Які загальні особливості схемних конструктивних рішень екіпажної частини високошвидкісного рухомого складу?

29. Які існують підходи до компонування виду тяги для високошвидкісних поїздів?

30. Які існують тенденції у схемних рішеннях і конструкціях екіпажної частини високошвидкісних поїздів?

2. ТЯГОВІ ВЛАСТИВОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

2.1. Особливості тягових характеристик високошвидкісних поїздів

При проектуванні високошвидкісного рухомого складу вибір тягового привода та його тягових характеристик є особливо гострою проблемою. На сьогодні існують дві концепції тягового привода: локомотивна (зосереджена) і мотор-вагонна (розподілена). У першому випадку тягові електродвигуни встановлюються на електровозах, які знаходяться, як правило, у головній і хвостовій частинах поїзда. Виключення складають високошвидкісні поїзди типу Х2000 (Швеція) і ICE-2 (Німеччина), які мають один електровоз у голові поїзда, а також поїзд АРТ-Р (Великобританія), у якому два електровози знаходяться в середині 12-вагонного поїзда.

У другому випадку тягові засоби рівномірно розміщені уздовж всього електропоїзда. Всі високошвидкісні поїзди Японії є мотор-вагонними. До концепції розподіленої тяги останнім часом перейшли і європейські виробники в новітніх розробках високошвидкісних поїздів ICE-3 і ICE4 (Німеччина) та AGV (Франція) [33, 59].

Потужність тягових електродвигунів для високошвидкісного рухомого складу вибирається в основному з умови подолання опору повітряного середовища, а не основного й додаткового опору руху поїзда (як це прийнято в тягових розрахунках для звичайного рухомого складу). Проведені дослідження показали, що опір повітряного середовища має дві основні складові [77]:

- опір, пропорційний швидкісному напору повітря, тобто величині швидкості у квадраті;
- опір, пропорційний третю поверхонь вагонів поїзда об повітря, тобто величині швидкості в першому ступені.

Перша складова опору повітряного середовища визначається формою головної частини першого вагона поїзда, а друга - сумарною площею поверхонь тертя вагонів поїзда (гладкістю обшивки кузовів вагонів, кількістю і конструктивним

оформленням міжвагонних з'єднань і переходів у поїзді тощо.) [77].

Характер і визначення цих складових для високошвидкісних поїздів описується у розділі 2.3.

Отже, на високошвидкісному рухомому складі необхідно мати тягові електродвигуни, які дозволяють не тільки забезпечувати рушання поїзда з місця та рух на розрахунковому підйомі залізничної колії, але й переборювати постійно опір від тертя вагонів об повітря зі зростанням швидкості руху. Це вимагає збільшення питомих енергетичних витрат на тягу через значну його довжину. Тому проблема вибору оптимального типу і потужності тягового електродвигуна завжди гостро стояла перед конструкторами високошвидкісного рухомого складу. Спочатку прагнули зробити тяговий електродвигун якомога потужнішим. Надалі була віддана перевага розподіленій тязі, при якій застосовувалася б більша кількість тягових електродвигунів у поїзді, але з меншою потужністю кожного з них [33].

Досить важливим параметром тягового електродвигуна для високошвидкісного поїзда є діапазон регулювання його збудження й відповідно величини швидкості годинного режиму роботи. Встановлено, що для збереження значної сили тяги при високих швидкостях руху регулювання збудження тягового електродвигуна доцільно здійснювати в досить вузькому діапазоні. Тому для нього повинне вибиратися найменше значення коефіцієнта регулювання швидкості руху. Під ним розуміється відношення максимальної швидкості руху до його годинної швидкості. Тяговий електродвигун з меншим значенням цього коефіцієнта забезпечує при високих швидкостях руху збільшене прискорення поїзда, ніж електродвигун такої самої потужності, але з великим значенням коефіцієнта регулювання швидкості руху [50]. У високошвидкісних моторних вагонах поїзда постійного струму з реостатним пуском мінімальна величина коефіцієнта регулювання швидкості руху обмежується в експлуатації значеннями 1,4-1,5. Це пояснюється вимогою зменшення часу розгону при рушанні з місця та на реостатних позиціях при проходженні місць із обмеженням швидкості руху. У випадках використання імпульсного регулювання з

безреостатним пуском, а також на високошвидкісних моторних вагонах поїзда змінного струму є можливість вибору ще меншого значення коефіцієнта регулювання швидкості руху. Однак при цьому доводиться зважати на неминуче зниження пускового прискорення поїзда в зоні низьких швидкостей руху. Тому, використовуючи безреостатний пуск, вибір найменшого значення коефіцієнта регулювання швидкості руху визначається за величинами прискорень, які необхідні при рушанні поїзда в головних зонах високошвидкісної магістралі зі встановленою для них обмеженою швидкістю руху.

Останнім часом у тяговому приводі високошвидкісних поїздів стали застосовуватися надійні безколекторні трифазні тягові електродвигуни (асинхронні та синхронні) з високою питомою потужністю. Однак для регулювання швидкості обертання їх якорів необхідні ефективна перетворювальна техніка й складні електричні схеми управління. Це стало можливим тільки у зв'язку з практичною реалізацією і практичним використанням нового покоління силових напівпровідникових приладів і мікропроцесорних систем управління.

Для підтвердження вищесказаного можна навести оцінювання швидкісних і потужнісних характеристик [34].

На рис. 2.1 показані залежності сили тяги F і швидкості v в умовних одиницях.

З підвищенням швидкості руху високошвидкісного тягового рухомого складу його сила зчеплення колеса з рейкою $F_{кзч}$ буде зменшуватися. Якщо при низькій швидкості v коефіцієнт зчеплення буде складати $\Psi_k=0,3-0,35$, то при швидкості $v=200-250$ км/год його значення буде зменшуватися до $0,15$ і менше. Сила опору руху W , яка залежить від основного питомого опору w_0 й маси поїзда m_n , збільшується пропорційно статичній залежності від швидкості v внаслідок збільшення аеродинамічного опору. У той же час сила тяги F_k при заданій потужності P тягових електродвигунів зменшується обернено пропорційно швидкості руху v .

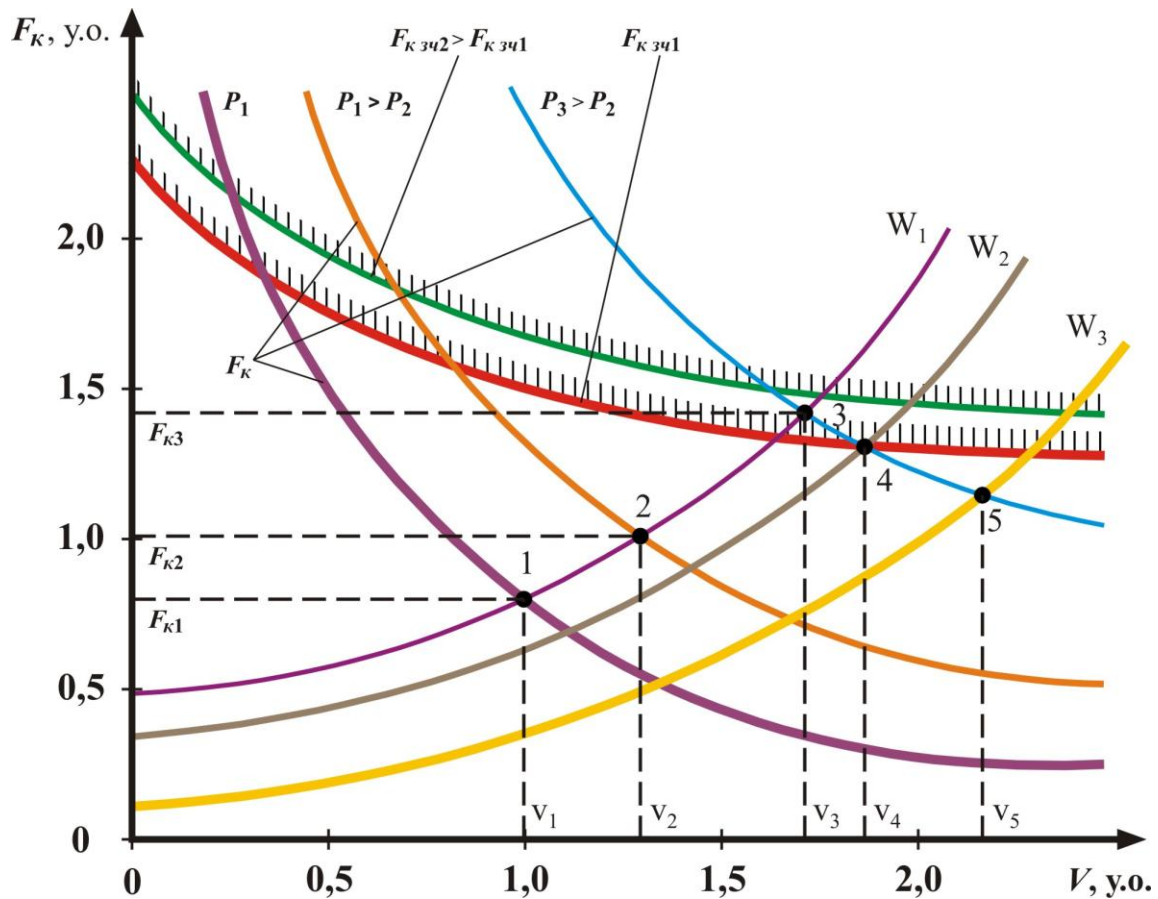


Рис. 2.1. Графічне відображення умов реалізації підвищеної швидкості руху.

У відповідності із другим законом Ньютона рівняння руху високошвидкісного поїзда, у вигляді зосередженої маси m_n , буде мати вигляд [34]

$$F_K - W = \pm m_n \frac{dv}{dt}, \quad (2.1)$$

де $\frac{dv}{dt}$ - прискорення (уповільнення) руху поїзда.

Із цього співвідношення випливає, що в режимі сталої швидкості $\frac{dv}{dt} = 0$, а $F_K = W$.

Наприклад, для високошвидкісного поїзда (який оснащений двигунами сумарною потужністю P_1 і такий, що має опір руху W_1) режим врівноваженого стану для швидкості v_1 буде відповідати точці 1 (див. рис. 2.1).

Розглянемо збільшення швидкості до значення v_2 для високошвидкісного поїзда такої самої маси. Це можливо за рахунок відповідного підвищення величини сили тяги до $F_{к2}$ в точці 2. Це досягається збільшенням потужності, яка реалізується тяговими електродвигунами до величини P_2 . Подальше підвищення швидкості руху до величини v_3 при опорі W_1 можна забезпечити вже тільки при потужності P_3 . Однак врівноважений стан у точці 3 може й не наступити через обмеження за силою зчеплення коліс із рейками $F_{кзч2}$. Тому забезпечення необхідної сили тяги $F_{к3}$ (у точці 3) можливо за умови, що маса поїзда, яка припадає на моторні осі m_e , буде збільшена. Це може бути досягнуто або за рахунок збільшення частки моторних осей (наприклад, перехід від локомотивного варіанта поїзда до моторвагонного варіанта) при обмеженні навантаження від колісної пари на рейки, або ж збільшення навантаження від моторних колісних пар на рейки. Остання умова при високій швидкості руху, як правило, є неприпустимою через негативний динамічний вплив на колію.

Подальше підвищення швидкості до величини v_4 може бути отримано тільки при зниженні сили опору руху до W_2 (точка 4) за рахунок зменшення маси поїзда й поліпшення ходових якостей рухомого складу. Збільшення швидкості до величини v_5 (точка 5) при збереженні потужності P_3 може бути досягнуто зменшенням маси поїзда і (або) за рахунок збільшення кількості моторних осей. При підвищеній потужності (проти P_3) це може бути здійснено тільки за рахунок збільшення маси, яка припадає на моторні осі.

Таким чином, максимальна швидкість швидкісного (високошвидкісного) поїзда може бути залежати безпосередньо від таких основних технічних параметрів:

- загальної маси поїзда;
- потужності тягових електродвигунів;
- частки моторних осей і їх розподілу по довжині поїзда (зосередження на локомотиві або розподіл по моторних вагонах);

- пасажиромісткості вагонів;
- опору руху поїзда (у тому числі пов'язаного з аеродинамічними характеристиками).

З огляду на ці обставини, номінальну силу тяги $F_{кн}$ вибирають виходячи з розрахунків, які встановлюють деякий запас за зчепленням (наприклад, точка 2 на рис. 2.1).

При заданій величині силі тяги $F_{кн} = F_{к2}$ тягова потужність електродвигуна $P_{тн}$ (на ободі колеса) буде визначатися заданою розрахунковою швидкістю руху $v_n = v_2$. При цьому номінальна потужність тягового електродвигуна буде складати

$$P_n = \frac{P_{тн}}{\eta_n} = 0,278 F_{кн} \frac{v_n}{\eta_n}, \quad (2.2)$$

де η_n - коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі, яка приблизно дорівнює 0,975;

0,278 - коефіцієнт зв'язку між силою тяги, кН, швидкістю, км/год, і потужністю, кВт.

Тому розрахункову тягову потужність для високошвидкісних поїздів, вибирають, виходячи з забезпечення середньотехнічної швидкості на ділянці певної довжини. Для приміських електропоїздів з розподіленою тягою ця потужність буде становити 200-250 кВт, для міжміських швидкісних електропоїздів - 650 кВт, а для швидкісних і високошвидкісних поїздів із зосередженою тягою вона буде досягати 1200 кВт на одну моторну колісну пару [34].

2.2. Коефіцієнт зчеплення коліс з рейками високошвидкісних поїздів

Для створення необхідної сили тяги у високошвидкісних поїздах при різних швидкостях руху і з різним станом верхньої будови залізничної колії важливим моментом є ступінь використання коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою Ψ_k [34]. Питання про зчеплення коліс із рейками на високих швидкостях руху має важливе значення як для режимів тяги, так і для

електричного гальмування. За даними закордонних досліджень, розрахункове значення коефіцієнта зчеплення Ψ_k при швидкості руху 200-210 км/год становить близько 0,2. Виконані дослідження з визначення зчеплення колеса з рейкою при реостатному гальмуванні разом з визначенням розрахункових значень коефіцієнта Ψ_k при різних швидкостях руху v дозволили визначити також значення фізичного (фактичного) коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою Ψ_0 , що не залежить від типу механічної та електричної частини тягових засобів високошвидкісного поїзда. На підставі цього фахівцями запропонована формула для визначення розрахункового значення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою при реостатному гальмуванні, яка має вигляд [6]

$$\Psi_k = 0,15 + \frac{5}{30 + v}. \quad (2.3)$$

Встановлено, що при швидкості руху 200 км/год розрахунковий коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою дорівнює приблизно 0,17, а значення фізичного коефіцієнта зчеплення - 0,2.

Разом з тим слід зазначити, що ці значення коефіцієнта зчеплення стосуються переважно сприятливого стану поверхні кочення рейок (чисті, сухі, незабруднені й незамазяні) без застосування піску. Дослідження показують, що при поганих умовах зчеплення колеса з рейкою ці значення коефіцієнта можуть бути нижче на 20 % [34].

Закордонний досвід (з урахуванням результатів досліджень) підтверджує можливість реалізації коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою 0,19 при швидкостях руху до 300 км/год. Однак навіть якщо прийняти згідно з японськими даними значення розрахункового коефіцієнта зчеплення $\Psi_k = 0,13$ при швидкості 300 км/год, то для його реалізації буде вже потрібна потужність на осі колісної пари в межах 2000 кВт. Отже, у цьому випадку обмежувальним фактором є потужність локомотива, а не зчеплення колеса з рейкою [50].

Фахівцями залізниць Франції визначено, що значення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою Ψ_k із зростанням швидкості руху зменшується значно швидше, ніж на японських залізницях. При швидкостях руху 270 і 100 км/год значення цього коефіцієнта дорівнює відповідно 0,136 і 0,155 за наявності індивідуального привода та відповідно 0,16 і 0,18 при одномоторних двовісних візках із двома зв'язаними колісними парами [42].

На сьогодні при постійному струмі для французького рухомого складу з протибуксувальними пристроями або при змінному струмі без застосування піску коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою пропонується визначати за формулою

$$\Psi_k = 0,24 \frac{8 + 0,1 v}{8 + 0,2 v}, \quad (2.4)$$

де v — швидкість руху, км/год.

При одномоторних двовісних візках із двома зв'язаними колісними парами запропонована формула

$$\Psi_k = 0,26 \frac{8 + 0,1 v}{8 + 0,2 v}. \quad (2.5)$$

При цьому самі дослідники зазначають, що коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою 0,16 дозволяє використовувати тільки 25% навантаження ведучої колісної пари. Тому для ведення поїзда масою 250 т потрібен локомотив масою 83 т, а вже для поїзда з масою 350 т - відповідно 117 т.

Надійне зчеплення коліс із рейками особливо необхідно при малій кількості ведучих колісних пар. Тому високошвидкісний тяговий рухомий склад повинен бути обладнаний механічними або електричними пристроями, які забезпечують одержання максимально можливих значень коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою.

Зараз на високошвидкісних магістралях використовуються високошвидкісні поїзди з вагонами, кузови яких спираються на візки за двома різними схемами (рис. 2.2):

- незалежна (класична), при якій кузов кожного вагона поїзда спирається на два індивідуальні двовісні візки;
- зчленована, при якій два суміжних вагони поїзда спираються на один проміжний візок.

Всі японські, італійські й німецькі високошвидкісні поїзди мають незалежні вагони з індивідуальними візками. Французькі поїзди TGV і AGV мають зчленовані вагони, які спираються на один проміжний візок (крім головних електровозів і першого за ним вагона).

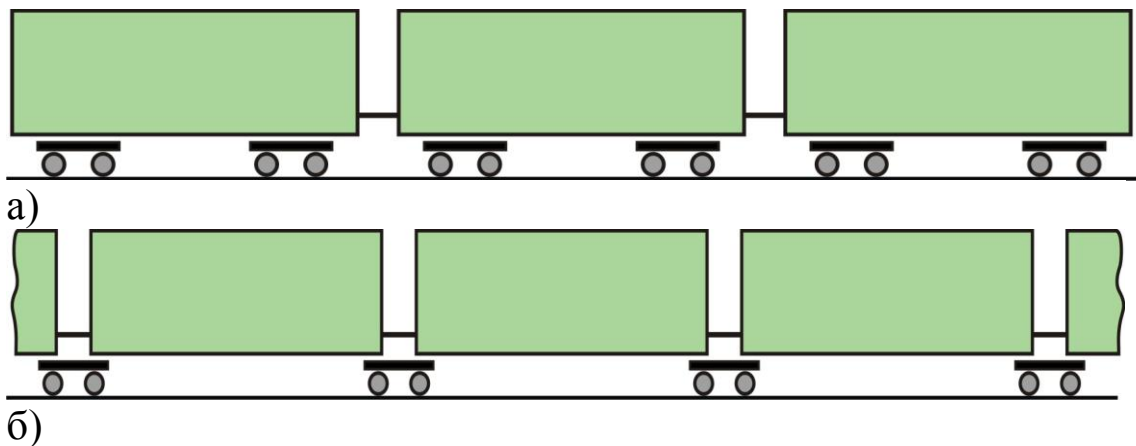


Рис. 2.2. Схеми розташування візків у поїзді: а - кузов кожного вагона спирається на два індивідуальні візки (класична схема); б - обидва суміжні вагони поїзда спираються на один проміжний візок.

При однаковому осьовому навантаженні істотної різниці в цих схемах нема. Однак експлуатація високошвидкісного поїзда зі зчленованих вагонів має свої особливості. При ремонтних роботах у депо або на вагоноремонтному заводі необхідні особливі технологічні візки або інші пристрої для підтримки кінців розщеплених вагонів. До того ж міжнародний концерн Alstom (Франція) будує високошвидкісні поїзди TGV і AGV тільки зі зчленованими вагонами.

2.3. Характер сил опору руху та їх дія на високошвидкісний рухомий склад

На кожний поїзд під час його руху впливають сили протидії, які прийнято називати силами опору. Ці сили є досить різними за своїми причинами, природою та величиною. Деякі з них змінюються дуже повільно, а інші досить швидко. Одні сили опору можуть бути взаємозалежними з іншими, а інші бути випадковими [34].

Опір руху залежить від конструкції рухомого складу, його технічного стану, верхньої будови, плану та профілю колії, а також від швидкості руху поїзда.

У теорії тяги поїздів прийнято оцінювати результуючу всіх некерованих зовнішніх сил опору руху поїзда. У відповідності з цим під опором руху поїзда розуміють еквівалентну силу, яка прикладається у точках (зонах) дотику коліс з рейками, на переборювання якої витрачається така сама робота, як і на подолання всіх некерованих дійсних сил, що перешкоджають його руху.

Сили опору руху поїзда прийнято позначати літерами W або w (від німецького слова *der Widerstand* – опір, протидія) [46].

Опір руху поїзда (за класичною теорією тяги поїздів) умовно розподіляють на дві головні складові. Одна з них, яка залежить від типу рухомого складу та швидкості його руху, називається основним опором руху W_o . Друга, яка залежить від плану та профілю колії, а також особливих умов руху, має назву додаткового опору W_d [44].

Таким чином загальний опір буде складати

$$W_{\text{заг}} = W_o + W_d. \quad (2.6)$$

Крім того, опір руху поїзда може визначатися як повний W , Н, так і питомий w , Н/кН. Повний опір руху W являє собою абсолютну величину опору в цілому і має розмірність ньютон. Питомий опір w - це сила опору руху, Н, відносно кожної одиниці ваги поїзда, кН. Повний опір W і питомий опір w є взаємозалежними значеннями, тобто

$$W = w(P + Q), \quad (2.7)$$

де P - вага локомотива, Н;
 Q - вага вагонів поїзда, Н.

Звідси питомий опір визначиться як

$$w = \frac{W}{(P + Q)}. \quad (2.8)$$

Під час руху високошвидкісного поїзда на прямій горизонтальній колії має місце лише основний опір. Тому додатковий опір руху поїзда в даному підручнику не розглядається.

Встановити теоретично значення основного опору для високошвидкісних поїздів надзвичайно важко, тому що він залежить від багатьох факторів, які постійно змінюються під час руху випадково або за досить складними закономірностями. Виходячи з цього основний опір руху високошвидкісних поїздів, як правило, визначають на основі дослідних випробувань (як експлуатаційних, так і стендових).

На основі багатьох досліджень визначено, що сума основного опору руху високошвидкісних поїздів складається з шести характерних складових [46]:

- опір від тертя у буксових підшипниках $W_{\text{букс.підш}}$;
- опір від тертя кочення коліс по рейках $W_{\text{коч.к.р}}$;
- опір від тертя проковзування коліс по рейках $W_{\text{ковз.к.р}}$;
- дисипація енергії під час взаємодії коліс з рейками $W_{\text{дис.к.р}}$;
- опір повітряного середовища $W_{\text{нов}}$;
- дисипація енергії в навколишнє середовище $W_{\text{навк.сер}}$.

Загальний питомий опір руху визначається як сума вищенаведених складових, тобто

$$w_{\text{заг}} = W_{\text{букс.підш}} + W_{\text{коч.к.р}} + W_{\text{ковз.к.р}} + W_{\text{дис.к.р}} + W_{\text{нов}} + W_{\text{навк.сер}}. \quad (2.9)$$

Розглянемо отримання вищенаведених величин з урахуванням особливостей високошвидкісних поїздів.

Опір від тертя в буксових підшипниках $W_{\text{букс.підш}}$ можна визначити таким чином. При обертанні коліс діаметром D_k між шийкою осі колісної пари діаметром d та буксовим підшипником (рис. 2.3) під дією на корпус букси навантаження $2\Pi - q_{kp}$ за законом Кулона виникає сила тертя $F_{\text{бп}}$, кН, яка буде дорівнювати

$$F_{\text{бп}} = (2\Pi - q_{kp}) \phi_n, \quad (2.10)$$

де 2Π - навантаження від колісної пари на рейки, кН;

q_{kp} - вага колісної пари, кН;

ϕ_n - коефіцієнт тертя між шийкою осі колісної пари та буксовим підшипником.

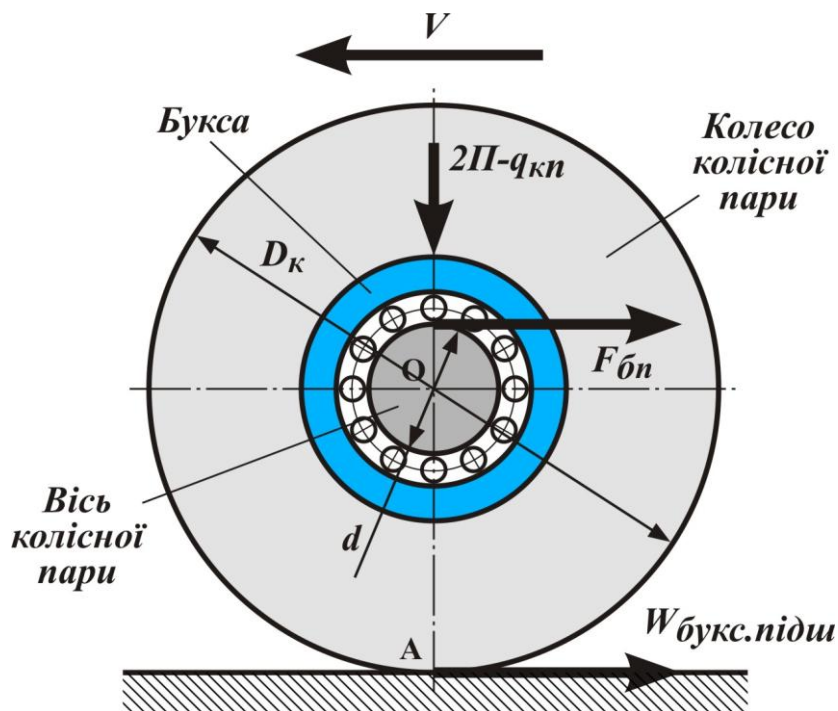


Рис. 2.3. Створення сили опору від тертя в буксових підшипниках.

Механічна робота A_1 сили тертя $F_{\text{бп}}$ за один оберт колісної пари буде дорівнювати

$$A_1 = F_{\text{оп}} \cdot \pi \cdot d = (2\Pi - q_{\text{кп}}) \cdot \phi_n \cdot \pi \cdot d. \quad (2.11)$$

Сила $W_{\text{букс.підш}}$, прикладена до точки дотику колеса з рейкою (точка A на рис. 2.3), буде еквівалентною силі $F_{\text{оп}}$ та являє собою величину опору тертя в буксових підшипниках.

З іншого боку, механічна робота A_2 сили $W_{\text{букс.підш}}$ за один оберт колісної пари відносно центра O буде складати

$$A_2 = W_{\text{букс.підш}} \cdot \pi \cdot D_{\text{к}}, \quad (2.12)$$

де $D_{\text{к}}$ - діаметр колісної пари.

Рівновага системи, яка наведена на рис. 2.3, можлива тільки при виконанні умови $A_1 = A_2$. Прирівнюючи між собою праві частини рівнянь (2.11) і (2.12), будемо мати

$$(2\Pi - q_{\text{кп}}) \cdot \phi_n \cdot \pi \cdot d = W_{\text{букс.підш}} \cdot \pi \cdot D_{\text{к}}. \quad (2.13)$$

З цього виразу визначимо силу опору від тертя в буксових підшипниках однієї колісної пари як

$$W_{\text{букс.підш}} = (2\Pi - q_{\text{кп}}) \cdot \phi_n \cdot \frac{d}{D_{\text{к}}} \cdot 10^3, \quad (2.14)$$

де 10^3 - коефіцієнт переведення кілоньютонів у ньютони.

Питомий опір від тертя в буксових підшипниках, Н/кН, визначається за формулою

$$w_{\text{букс.підш}} = \frac{W_{\text{букс.підш}}}{2\Pi} = \left(1 - \frac{q_{\text{кп}}}{2\Pi}\right) \cdot \phi_n \cdot \frac{d}{D_{\text{к}}} \cdot 10^3. \quad (2.15)$$

Із вищенаведених формул випливає, що величина опору від тертя в буксових підшипниках залежить від навантаження на ці підшипники 2Π , співвідношення діаметрів шийки осі d та коліс $D_{\text{к}}$ колісної пари, а також коефіцієнта тертя ϕ_n . Тому при

збільшенні величин $2P$ та D_k витрати енергії на подолання цього виду опору будуть зменшуватися.

У зв'язку з розвитком високошвидкісного руху стає актуальним оцінювання опору руху вагонів поїзда, що обладнані буксами з роликівими підшипниками, при швидкостях руху 300-400 км/год та потужністю P , яка необхідна для подолання цього опору. Відповідно до цього (за даними французьких дослідників) на рис. 2.4 наведені залежності цієї потужності для однієї роликової букси високошвидкісного поїзда TGV від швидкості руху [42].

Звідси видно, що для високошвидкісного поїзда потужність залежить, по - перше, від пробігу. По - друге, зі збільшенням пробігу (внаслідок припрацювання підшипників і розвитку внутрішнього гідродинамічного процесу змащування) потужність тертя, зменшуючись, поступово стабілізується. Ці дані отримано при натисканні колеса на рейку 86 кН зі знакозмінною складовою 17 кН при частоті 1 Гц та частоті обертання колісної пари 2405 хв-1 (або швидкості руху 390 км/год).

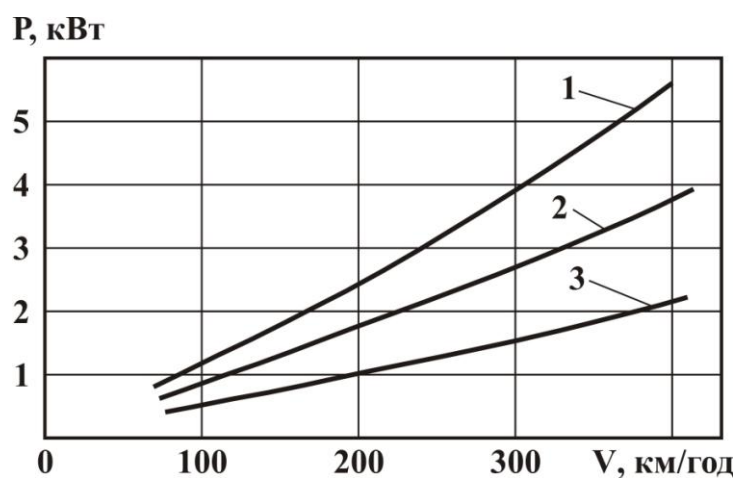


Рис. 2.4. Залежності щодо потужності, яка витрачається на одне колесо колісної пари високошвидкісного поїзда TGV від швидкості руху: 1 – букса колеса, яке не має пробігу до початку випробувань; 2, 3 - букси коліс з пробігом відповідно 17 тис. км і 250 тис. км.

За час припрацювання підшипників і розвитку гідродинамічних процесів щодо змащування питомий опір букси під час руху високошвидкісного поїзда TGV у діапазоні

швидкостей від 0 до 300 км/год складає приблизно 0,016 Н/кН, а для букси без припрацювання він дорівнює 0,045 Н/кН. Таким чином, стабілізація процесів тертя в буксі зі збільшенням її пробігу зменшує питомий опір з 0,045 до 0,016 Н/кН, тобто щонайменше у три рази, і відповідно зменшує витрати електроенергії, яка витрачаються під час руху поїзда.

Опір від тертя кочення коліс по рейках $w_{\text{коч.к.р}}$ обумовлюється таким чином. Як було раніше визначено, під дією сили натискання колеса на рейку виникає деформація як колеса, так і рейки. На підставі цього здійснюється підпирання колеса з боку рейки та, як наслідок, зсув точки прикладення рівнодіючої реакції рейки за напрямком руху колісної пари. Припустимо, що напрямок реакції рейки спрямований через центр осі колісної пари (рис. 2.5).

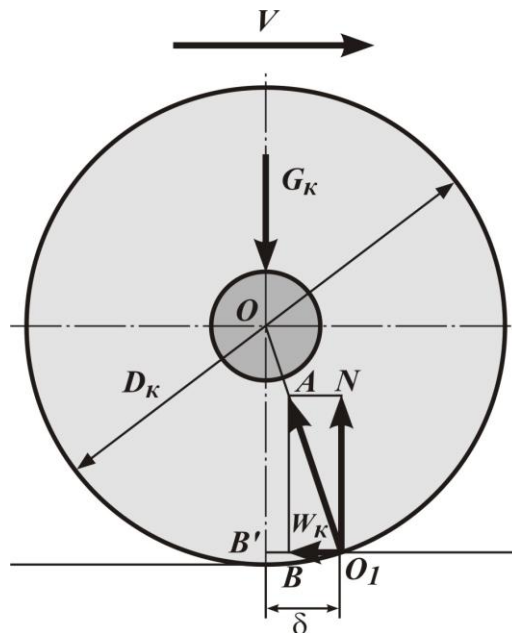


Рис. 2.5. Прикладення сил до колеса колісної пари під час руху поїзда.

Позначимо зсув напрямку реакції рейки, тобто її точки прикладення відносного миттєвого геометричного центра обертання колеса, як δ . Розкладемо реакцію рейок $\overline{O_1A}$ на дві складові. Першою складовою буде реакція $\overline{O_1N}$, яка спрямована перпендикулярно до колії та врівноважує силу натискання колісної пари на рейки G_k . До другої складової належить реакція

W_k , яка спрямована паралельно колії та являє собою опір тертя кочення.

Виходячи з подоби трикутників $OB'O_1$ та ABO_1 можна приблизно записати

$$\frac{\overline{AB}}{\overline{BO_1}} = \frac{D_k}{2\delta}, \quad (2.16)$$

звідки

$$\overline{BO_1} = \overline{AB} \cdot \frac{2\delta}{D_k}. \quad (2.17)$$

Приймаючи, що $\overline{BO_1} = W_k$ та $\overline{AB} = 1000G_k$, сила W_k буде визначатися як

$$W_k = \frac{2\delta}{D_k}. \quad (2.18)$$

З урахуванням сили натискання на рейки $G_k = m_k g$ (де g - прискорення вільного падіння), питомий опір від тертя кочення коліс по рейках $W_{коч.к.р}$, Н/кН, визначиться як

$$W_{коч.к.р} = \frac{W_k}{G_k} = 10^3 \cdot \frac{2\delta}{D_k}. \quad (2.19)$$

За даними закордонних дослідників, для високошвидкісних поїздів TGV, колеса якого мають діаметр 920 мм, зсув складає $\delta = 0,006 \div 0,015$ см, а питомий опір від тертя кочення коліс по рейках дорівнює $W_{коч.к.р} = 0,15 \div 0,35$ Н/кН.

Опір від тертя прослизань коліс по рейках $W_{ковз.к.р}$ неминуче виникає під час руху поїзда. Він залежить від величини конусності бандажів і різних значень діаметрів кола кочення колісних пар, а також від нерівностей колії. На подолання сил тертя при проковзуванні внаслідок впливання багатьох факторів витрачається енергія, яку теоретично визначити дуже важко. На

проковзування впливає також знос і прокат бандажу, розбіги колісних пар та ін. Для високошвидкісного рухомого складу ця складова опору руху, яка пов'язана з проковзуванням коліс, у межах експлуатаційних швидкостей знаходиться в діапазоні $0,15 \div 0,28$ Н/кН [46].

Дисипація енергії під час взаємодії коліс з рейками $W_{дис.к.р}$ виникає внаслідок деформації і просідання колії під час руху поїзда. Таке явище виникає через те, що колія не є ідеально рівною поверхнею і має деяку пружність. На подолання такого стану витрачається певна енергія. Тому чим міцніша верхня будова колії, тим менше величина цього опору [46].

Теоретично визначити складову цього опору руху можна виходячи з умов рівноваги еквівалентної схеми колії (балка на пружній основі) при дії рухомих зосереджених навантажень у місцях опору коліс.

На рис. 2.6 наведені результати досліджень французьких спеціалістів щодо взаємодії рейки і колеса високошвидкісного поїзда TGV з осьовим навантаженням 80 кН і швидкістю 380 км/год [42].

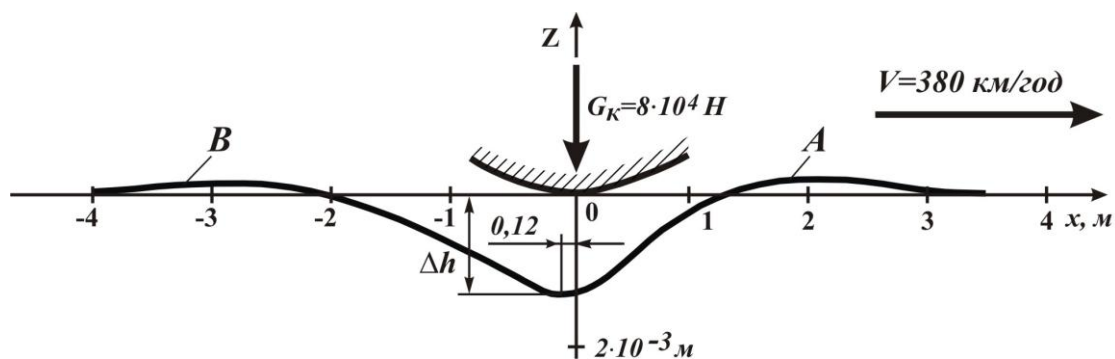


Рис. 2.6. Взаємодія рейки і колеса високошвидкісного поїзда TGV.

З рис. 2.6 видно, що деформація колії являє собою дві синусоїди: одна з них А з довжиною хвилі 4 м, яка рухається попереду колеса, і друга В з довжиною хвилі 6 м позаду колеса. Нерівність синусоїд (яка обумовлена неоднаковим поглинанням енергії вертикальних деформацій колії внаслідок розходжень її внутрішнього тертя до і після проходження колеса) створює підпір колеса з боку рейки.

При цьому рейка вже не є горизонтальною. Прогин Δh рейки стає еквівалентним підйому з крутістю 0,37 ‰, на подолання якого витрачається енергія, що забирається з контактної мережі. Було встановлено, що при швидкості 260 км/год потужність, яка поглинається основою колії, складає 47 кВт та 110 кВт при швидкості 380 км/год. Це означає, що питомий опір руху поїзда TGV, який обумовлюється внутрішнім тертям у конструкції колії, складає $0,65 \div 0,71$ Н/кН при швидкості 260 км/год та $0,98 \div 1,12$ Н/кН при швидкості 380 км/год.

Опір повітряного середовища $w_{нов}$ дуже важливо визначати для поїздів, які рухаються з підвищеною швидкістю (200 км/год і вище), тому що при таких швидкостях аеродинамічна складова виявляється дуже істотною у загальному опорі руху.

Велике значення має зовнішня форма кузова вагонів високошвидкісного поїзда. Йому прагнуть надати аеродинамічної обтічної форми, що дозволяє зменшити повітряний опір руху й, крім того, задовольняти вимогам технічної естетики. Випробування, які проводились на ділянці Морсенс-Ламот (Франція), показали, що при обтічній формі вагонів поїзда економія енергії на рух поїзда зі швидкістю 200 км/год зменшується на 23 % [51].

Закордонними фахівцями також встановлено, що правильне визначення величини аеродинамічного опору дозволяє обґрунтовано вибрати потужність тягових електродвигунів і відповідно тягових характеристик високошвидкісних поїздів.

Експериментальні дослідження щодо визначення опору руху високошвидкісного поїзда TGV під час продувки в аеродинамічній трубі та при лінійних випробуваннях дозволили отримати коефіцієнт аеродинаміки c , який визначається як

$$c = k_1 S + k_2 L p, \quad (2.20)$$

де k_1 - коефіцієнт форми головного і кінцевого вагонів поїзда;
 k_2 - коефіцієнт стану (шорсткості) поверхні поїзда;
 S - площа поперечного перерізу вагона поїзда;
 L - повна довжина поїзда;

P - периметр поперечного перерізу вагона поїзда.

Для зменшення аеродинамічного опору поїзда (тобто коефіцієнтів k_1 та k_2) головним і останнім вагонам високошвидкісних поїздів надають обтічної форми, яка особливо ефективна під час руху з підвищеними швидкостями. На рис. 2.7 наведені відносні значення опору повітряного середовища під час руху поїздів з різною формою головної та кінцевої частини [46].

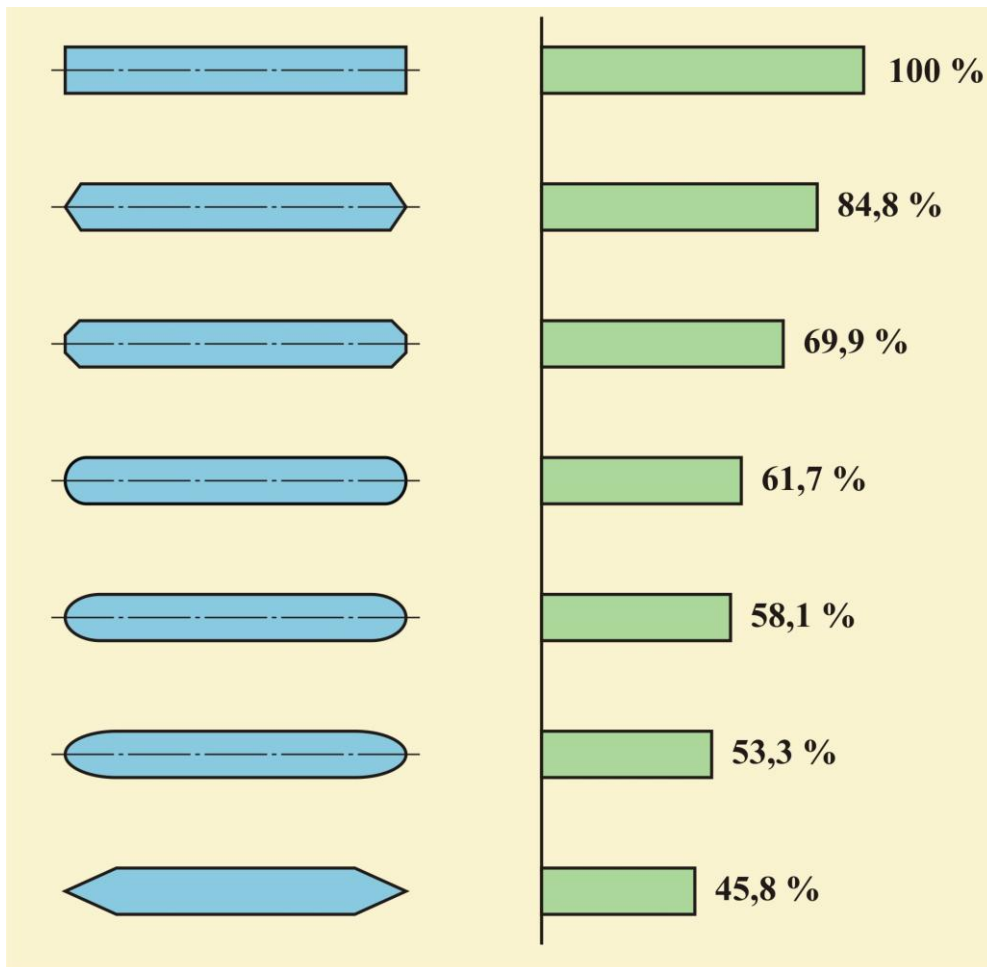


Рис. 2.7. Відносні значення (%) опору повітряного середовища поїздів з різною формою головної та кінцевої частин.

Німецькими спеціалістами (під час створення високошвидкісного поїзда ICE3) було проведено моделювання форми головної частини поїзда, яке показано на рис. 2.8.

За результатами цього моделювання була прийнята форма головної і кінцевої частин високошвидкісного поїзда ICE3, яка існує досі [51].

Слід зазначити, що повітряний опір істотно залежить від положення вагона в поїзді та загальної довжини поїзда. На лобову частину високошвидкісного поїзда діє напір зустрічного повітря і одночасно відбувається тертя об це повітря його бокової поверхні.

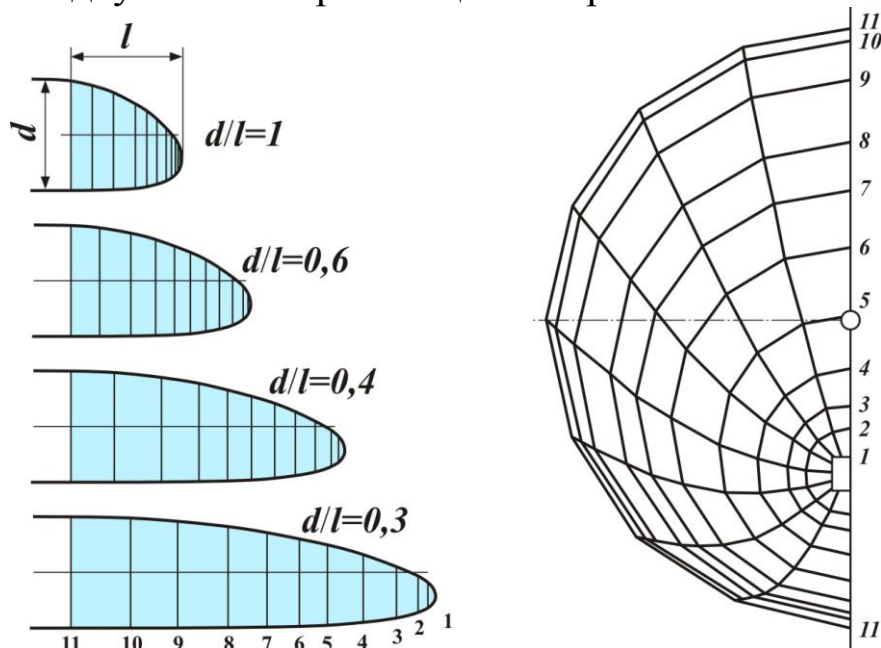


Рис. 2.8. Моделювання форми головної частини високошвидкісного поїзда ICE3 залежно від відношення d/l .

Струмені повітря, які ковзають уздовж бокових поверхонь, створюють у міжвагонних проміжках завихрення, які теж збільшують опір руху поїзда. Тертя об колію маси повітря, що знаходиться під вагонами та захоплюється вагонами поїзда, також збільшує опір руху. Сильне завихрення повітряного потоку за останнім вагоном поїзда призводить до сильного його розрідження та складає значну частку в загальному опорі руху поїзда.

На основі аеродинамічних випробувань поїзда TGV французькими спеціалістами було визначено, що надання обтічної форми головному і кінцевому вагонам, використання кожухів дахового обладнання, а також застосування зчленованих вагонів дало змогу зменшити коефіцієнт аеродинамічного опору на 33 %.

Також запропонована залежність повітряного опору руху десяти вагонного поїзда TGV вагою 4070 кН, який складається з вагонів М+8П+М (М – моторний вагон, П – причіпний вагон). Ця

залежність повітряного опору $W_{нов}$ від швидкості руху V високошвидкісного поїзда має вигляд

$$W_{нов} = 25,0 + 0,3256 \cdot V + 0,00572 \cdot V^2. \quad (2.21)$$

На рис. 2.9, за даними французьких дослідників, наведений розподіл аеродинамічного опору руху $W_{нов}$ поїзда TGV, який дорівнює 49 кН при швидкості 260 км/год. Відносна величина цього опору складає 80 % загального опору руху всього поїзда [77].



Рис. 2.9. Розподіл аеродинамічного опору руху за визначеними складовими високошвидкісного поїзда TGV.

Кінетична енергія високошвидкісного поїзда під час його руху частково поглинається його пружними елементами та розсіюється в навколишнє середовище. При цьому виникає опір руху поїзда, який викликаний дисипацією енергії в навколишнє середовище $W_{навк.сер}$. Як відомо, рух будь-якого рухомого складу супроводжується (у різною мірою) вертикальними коливаннями та ривками за його довжиною. Стосовно високошвидкісного рухомого складу можна визначити, що конструктори цих поїздів забезпечили щонайменшу появу таких явищ. Однак у деяких

випадках вони можуть проявляти себе та мати негативний вплив і робити свій внесок у загальний опір руху поїзда.

За даними німецьких спеціалістів, дисипацію енергії в навколишнє середовище у високошвидкісних поїздах необхідно обов'язково враховувати. Так, за дослідними даними, дисипація енергії в навколишнє середовище викликає додатковий опір у високошвидкісних поїздах ІСЕЗ, значення якого знаходиться в межах $0,009 \div 0,011$ Н/кН, що припадають на кожний вагон поїзда під час його експлуатації [51].

Контрольні питання

1. Які існують дві основні концепції тягового привода для високошвидкісних поїздів?
2. Як можуть бути розміщені тягові засоби на високошвидкісних поїздах?
3. За якими критеріями приймається потужність тягових електродвигунів для високошвидкісного рухомого складу?
4. Які складові входять до опору повітряного середовища для високошвидкісних поїздів?
5. Чим визначається перша складова опору повітряного середовища для високошвидкісних поїздів?
6. Чим визначається друга складова опору повітряного середовища для високошвидкісних поїздів?
7. Що розуміється під терміном "розподільна тяга" для високошвидкісного поїзда?
8. Що розуміється під терміном "зосереджена тяга" для високошвидкісного поїзда?
9. Від чого залежить діапазон регулювання та збудження тягового двигуна високошвидкісного поїзда?
10. Як визначається коефіцієнт регулювання швидкості руху для високошвидкісного поїзда?
11. Що стало можливим при використанні на високошвидкісних поїздах асинхронних і синхронних тягових двигунів?
12. Як здійснюється реалізація підвищеної швидкості руху залежно від сили тяги високошвидкісного поїзда?

13. Як впливає сила зчеплення колеса з рейкою на тягові властивості високошвидкісного поїзда?
14. Які особливості щодо визначення рівняння руху високошвидкісного поїзда?
15. Від яких основних технічних параметрів залежить максимальна швидкість високошвидкісного поїзда?
16. Що таке коефіцієнт зчеплення коліс з рейками високошвидкісних поїздів і як він визначається?
17. Які фактори негативно впливають на коефіцієнт зчеплення коліс з рейками високошвидкісних поїздів?
18. Як пов'язана потужність високошвидкісного поїзда з коефіцієнтом зчеплення коліс з рейками?
19. За якими схемами можливе спирання кузова на візки у високошвидкісних поїздах?
20. Який загальний характер сил опору руху та їх дія на високошвидкісний рухомий склад?
21. Що розуміють під силами протидії під час руху високошвидкісного поїзда?
22. Як визначається опір руху поїзда за класичною теорією тяги поїздів?
23. За якими характерними складовими визначається основний опір руху високошвидкісних поїздів?
24. Від чого залежить і як визначається опір від тертя в буксових підшипниках?
25. Від чого залежить і як визначається опір від тертя кочення коліс по рейках?
26. Від чого залежить і як визначається опір від тертя проковзування коліс по рейках?
27. Від чого залежить і як визначається опір повітряного середовища?
28. Від чого залежить і як визначається дисипація енергії під час взаємодії коліс з рейками?
29. Як впливає форма головної частини високошвидкісного поїзда на опір повітряного середовища?
30. Як чисельно розподіляється аеродинамічний опір руху для високошвидкісного поїзда?

3. ВИСОКОШВИДКІСНІ ПОЇЗДИ СВІТУ І ЇХ ОСОБЛИВОСТІ

3.1. Високошвидкісні поїзди французьких залізниць

Початок європейської високошвидкісної залізничної мережі було покладено в 1981 р. будівництвом високошвидкісної магістралі Париж-Ліон довжиною 470 км [42]. Вона розраховувалася спочатку на швидкість руху 260 км/год, яка у 2001 р. була підвищена до 300 км/год. Французька концепція високошвидкісного рухомого складу складається зі створення поїздів постійного формування з локомотивною тягою. Два електровози (іноді в закордонній літературі їх називають моторні, або силові, вагони) містяться по кінцях поїзда, а між ними розташовуються пасажирські вагони.

Перший поїзд TGV Paris-Sud-Est являв собою рухомий склад постійного формування з двох електровозів і 8 зчленованих вагонів. У кожного вагона, що примикав до електровоза, моторними були осі одного візка. Усього в поїзді 12 моторних осей сумарною потужністю 6300 кВт, навантаження від осі на рейки 170 кН [33].

Поїзд другого покоління має вже два локомотиви сумарною потужністю 8800 кВт, десять зчленованих причіпних вагонів (у яких моторних осей нема), розрахований на подвійне живлення й максимальну швидкість 300 км/год [3].

З початку розвитку високошвидкісного руху у Франції було створено більше 10 модифікацій високошвидкісних поїздів TGV. До них зокрема належать: TGV PSE для південно-східних ліній; TGV Atlantique за напрямком до Атлантичного узбережжя; TGV Réseau для обслуговування кільцевої лінії навколо Парижу; TGV Eurostar E320 за напрямком Париж-Лондон; TGV Thalys PBKA за напрямком Париж-Брюсель-Кельн-Амстердам; двоповерховий TGV Duplex і TGV POS за напрямком Париж – Східна Франція – Південна Німеччина (рис. 3.1 - 3.4).



а)



б)

Рис. 3.1. Високошвидкісні поїзди TGV PSE (а) і TGV Atlantique (б).



а)



б)

Рис. 3.2. Поїзд Eurostar сполученням Париж-Лондон, який виїжджає з євротунелю під Ла-Маншем (а). Човниковий вантажний поїзд для перевезення легкових і вантажних автомобілів, який теж виїжджає з євротунелю (б).

Головний вагон (електровоз) і одна сторона наступного за ним вагона всіх поїздів TGV спираються на власні двохосьові моторні візки. Всі інші вагони спираються на проміжні підтримуючі візки, які несуть на собі два суміжних кінці сусідніх вагонів (так звані візки Якобса) [72]. Це зменшує масу поїзда, його опір руху, обсяг технічних операцій з ходовими частинами, але робить вісім вагонів поїзда такими, що не розчіпляються між собою.



а)



б)

Рис. 3.3. Загальний вигляд поїздів TGV Duplex (а) і Thalys PBKA (б).



Рис. 3.4. Високошвидкісний поїзд Eurostar E320 нового покоління.

Головні особливості поїзда TGV:

- можливість зниження рівня підлоги вагонів над рівнем головок рейок до 0,9 м, що покращило умови посадки й висадки пасажирів;
- відсутність зон, де вагонні пасажирські приміщення знаходяться над візками. Це значно зменшило ступінь впливу шуму і вібрації на пасажирів;
- постійний склад поїзда, який дозволив оптимально розмістити обладнання й зокрема електроустаткування. Це забезпечило високий рівень комфорту для пасажирів і сприяло

тому, що рівень комфорту не знижується навіть при відмові одного з силових блоків електропостачання поїзда;

- зменшення кількості візків у поїзді дозволило знизити його масу, експлуатаційні витрати, зменшити рівень шуму й аеродинамічного опору, а також витрати електроенергії на тягу;

- раціональне розміщення обладнання дозволило реалізувати оптимальну конструкцію вторинного підвішування і тим самим забезпечити високу плавність ходу;

- конструктивно вибране положення центра ваги вагонів, яке створює оптимальні умови для підвищення стійкості ходу поїзда.

Жорстке з'єднання вагонів поїзда TGV у випадку сходу з рейок зменшує імовірність перекидання вагонів.

Слід зазначити, що можливості збільшення швидкості рейкового рухомого складу обмежуються такими важливими факторами:

- аеродинамікою;
- опором руху під час прямування поїзда;
- тяговою й гальмовою потужністю;
- струмозніманням;
- динамічною стійкістю руху.

Технічний успіх системи TGV саме і полягає в тому, що за її допомогою вдалося встановити стійку оптимальну рівновагу між цими факторами.

Усі три попередні покоління TGV розроблялися конструкторами державної залізничної компанії SNCF. Однак починаючи з 1998 р. компанія Alstom (основний виробник цього виду рухомого складу) почала розроблення власного високошвидкісного поїзда AGV четвертого покоління (рис. 3.5). Цей поїзд (який офіційно представлявся у 2008 р.) був призначений для незалежних європейських операторів. Першою з них стала італійська приватна компанія NTV (Nuovo Trasporto Viaggiatori), яка почала експлуатацію цих поїздів, починаючи з 2011 р. [34].



Рис. 3.5. Загальний вигляд високошвидкісного поїзда AGV для Італії.

Поїзд, що одержав назву AGV (Automotrice a Grande Vitesse, тобто незалежний високошвидкісний електропоїзд), значно відрізняється від своїх попередніх поколінь. Як відомо, усі поїзди TGV побудовані за класичною схемою з головними й хвостовим моторними вагонами (електровозами). Це сильно обмежує максимальне навантаження на вісь (у Європі вона складає 17 т). Високошвидкісний поїзд AGV являє собою електропоїзд із розподіленою тягою, тобто всі моторні візки, що забезпечують тягу, розподілені уздовж всього поїзда під підлогою його вагонів. Це стало можливим застосування на ньому потужних, але при цьому компактних синхронних електродвигунів з постійними магнітами.

Як і всі високошвидкісні поїзди TGV попередніх поколінь, високошвидкісний поїзд AGV має зчленовану конструкцію. Його колісні візки теж розташовані не під причіпними вагонами, а між ними. Це дозволяє зменшити кількість візків, покращити акустичний і вібраційний комфорт, а також підвищити безпеку руху, оскільки при сході з колії поїзд залишається єдиним цілим і не "складається у гармошку" (поїзди TGV за час експлуатації тричі сходили з колії на швидкостях від 250 до 300 км/год і при цьому лише невелика кількість пасажирів одержали легкі травми).

Значна кількість елементів поїзда AGV пройшла перевірку практикою. Зокрема синхронні електродвигуни з постійними магнітами й моторні візки були встановлені на модифікованому TGV V150, який складався з двох моторних і трьох причіпних вагонів. 3 квітня 2007 р. на ділянці високошвидкісної лінії Париж-Страсбург цей поїзд досяг рекордної швидкості 574,8 км/год. Для досягнення цього рекорду на поїзді були встановлені більші за діаметром колеса, на ділянці лінії було підвищено натягіння проводів контактної мережі і піднята напруга живлення (з 25 до 30 кВ). Як поясняв керівник групи випробувань AGV Тьєррі Йоне, це був спільний проект Alstom, SNCF і RFF (Reseau Ferre de France, компанія, що займається французькою залізничною інфраструктурою). Метою був не тільки сам рекорд, але й перевірка на працездатність різних систем: тягової, струмознімальної, гальмової та ін. Деякі з них, наприклад моторні візки з синхронними двигунами з постійними магнітами, зараз використовуються в серійній конструкції високошвидкісного поїзда AGV. Були також отримані вагомі параметричні дані з аеродинаміки, акустики і вібрації, що дозволило в подальшому покращити комфорт пасажирів у цьому поїзді [6].

Поїзд TGV POS (від нім. Paris-Ostfrankreich-Süddeutschland або Париж-Східна Франція-Південна Німеччина) належить до серії французьких високошвидкісних поїздів четвертого покоління (рис. 3.6). Раніше вони експлуатувалися на лініях Париж – Люксембург, Париж – Страсбург; а починаючи з 2007 р. експлуатуються на високошвидкісній лінії LGV Est. Саме на цьому поїзді у 2007 р. встановлено новий рекорд швидкості для поїздів - 574 км/год [33].

Поїзд TGV POS порівняно з високошвидкісними поїздами попередніх поколінь містить ряд технічних і організаційних нововведень. Це насамперед застосування асинхронних тягових двигунів; магніторейкового гальма; нової апаратури управління рухом поїздів; проходження процесу сертифікації і практично одночасне одержання допуску до експлуатації його на залізницях чотирьох країн.



а)



б)

Рис. 3.6. Високошвидкісний поїзд TGV POS (а) і його кабіна машиніста (б).

Основною концепцією поїздів є нова конструкція моторних вагонів, які зчіпляються з наявними одноповерховими причіпними проміжними вагонами поїздів TGV Réseau. Вони конструктивно близькі до моторних вагонів високошвидкісних поїздів Thalys PBKA, однак одержали істотний розвиток.

Поїзди TGV POS розраховані на рух з максимальною швидкістю 320 км/год, що встановлена на лінії LGV Est-européenne.

Цей поїзд є трисистемним. Він може працювати з живленням від трьох систем тягового електропостачання: 25 кВ, 50 Гц і 15 кВ, 16,7 Гц змінного струму, а також 1,5 кВ постійного струму, що дозволяє йому експлуатуватися на електрифікованих залізницях Франції, Німеччини, Швейцарії й Люксембургу.

Щоб розгінне прискорення нових поїздів до максимальної швидкості 320 км/год було не меншим, ніж у поїздів TGV попередніх поколінь (які мають максимальну швидкість 300 км/год), номінальна потужність тягового привода підвищена до 9280 кВт проти 8800 кВт.

Тяговий привод TGV POS виконаний з асинхронними тяговими двигунами та має такі переваги:

- повністю відповідає вимогам щодо техніко-експлуатаційної сумісності відносно електромагнітної взаємодії зі стаціонарними електротехнічними пристроями й мережами в різних країнах;
- має підвищену надійність;

- має меншу масу порівняно з тяговим приводом з синхронним електродвигуном (що дуже важливо для балансування обладнання);

- дозволяє повертати електроенергію рекуперативного гальмування в однофазну контактну мережу.

На поїзді TGV POS уперше застосоване електродинамічне гальмування. Крім того, існуюче рекуперативне гальмування забезпечує більшу гальмову потужність, ніж реостатне (1200 кВт на один тяговий двигун проти 900 кВт) і економію електроенергії порядку 2 %.

3.2. Високошвидкісний рух у Німеччині

3.2.1. Основні характеристики високошвидкісного руху

На залізницях Німеччини перша високошвидкісна магістраль Мангейм-Штутгарт довжиною 100 км була введена в експлуатацію в 1992 р., а потім були побудовані нові високошвидкісні магістралі Ганновер-Вюрцбург довжиною 327 км для руху високошвидкісних пасажирських поїздів типу ICE1 (Inter City Express); Ганновер-Берлін довжиною 265 км; завершено будівництво лінії Кельн-Франкфурт-на-Майні (Рейн/Майн) довжиною 215 км і лінії Нюрнберг-Лейпциг довжиною 192 км. Високошвидкісна лінія Ганновер-Берлін, введена в експлуатацію в 1998 р., включала до себе 170 км високошвидкісної ділянки, що дозволило скоротити тривалість поїздки по даному маршруту на високошвидкісному поїзді ICE1 з 3 год 45 хв до 1 год 45 хв [59].

Високошвидкісна лінія Кельн-Франкфурт-на-Майні (Рейн/Майн), була введена в експлуатацію у 2004 р. і призначена винятково для експлуатації пасажирських високошвидкісних поїздів з максимальною швидкістю руху 300 км/год. Вона побудована за принципами, які прийняті в Японії, Франції та Іспанії. На ній використовуються пасажирські поїзди останнього покоління типу ICE3. Велика енергооснащеність дозволила будувати ці залізничні колії з уклонами до 40 ‰, що значно скоротило обсяг робіт при її будівництві. Час прямування високошвидкісного поїзда серії ICE3 становить зараз 1 год 15

хв, раніше - 2 год 15 хв. У транспортному коридорі Кельн-Рейн/Майн стійкий пасажирський потік становить 11-12 млн люд за рік. Середня вартість будівництва одного кілометра цієї високошвидкісної лінії склала більше 25 млн євро, що вище середньої ціни кілометра колії (15 млн євро) французької високошвидкісної залізничної магістралі "Середземномор'я", яка була уведена у 2001 р. Це пояснюється більш жорстким екологічним законодавством у Німеччині й використанням у Німеччині більш дорогої безбаластової залізничної колії на плитній основі.

У 2006 р. був реалізований проект ділянки високошвидкісної залізничної лінії Нюрнберг-Мюнхен довжиною 171 км із будівництвом нової ділянки Нюрнберг-Інгольштадт довжиною 88 км і повною реконструкцією ділянки Інгольштадт-Мюнхен. Час прямування високошвидкісних поїздів по цій лінії складає 62 хв [56].

3.2.2. Концепція сімейства високошвидкісних поїздів ICE

До 1978 р. у рамках федеральної програми розвитку залізничного транспорту сформульовано концепцію, розроблений проект і в 1985 р. був виготовлений дослідний зразок високошвидкісного поїзда ICE-V (рис. 3.7 г).

До цього часу в Німеччині випущені високошвидкісні поїзди чотирьох поколінь - ICE1, ICE2, ICE3, ICT (ICE-T) та ICE4. Поїзд ICT виконаний з вагонами, що мають систему нахилу кузова в кривих. Також для використання на міжнародних лініях побудовано дизель-поїзд ICE TD, що використовує дизель-електричний привод [59].

Поїзд ICE1 (рис. 3.7 а) являє собою склад постійного формування з локомотивною тягою. Він складається з двох електровозів потужністю 4800 кВт кожний, розташованих по кінцях поїзда і пасажирських вагонів, кількість яких може змінюватися від 7 до 14. Така концепція була вибрана через невеликий час розроблення й має певні недоліки. Через неоптимальний розподіл ведучих осей відносно маси поїзда за певних умов експлуатації поїздам ICE1 може не вистачати

потужності, щоб переборювати підйоми до 40 %. Поїзд призначений для експлуатації на електрифікованих лініях змінного струму частотою $16 \frac{2}{3}$ Гц із напругою 15 кВ і розрахований на максимальну швидкість 280 км/год. Електровози мають асинхронні тягові двигуни.

Поїзд ICE2 (рис. 3.7 б) принципово не відрізняється від ICE1. Він був створений з метою підвищення можливості експлуатаційного маневру для використання на основних і другорядних лініях при сезонних змінах пасажиропотоку. Із цією метою до складу поїзда ICE2, на відміну від ICE1, у якому по кінцях поїзда знаходяться два локомотиви, включається тільки один локомотив, а на іншому кінці поїзда ICE2 ставиться спеціальний причіпний вагон з кабіною управління. Поїзд працює за системою push-pull ("тяги-штовхай"), рухаючись в одному напрямку з локомотивом у голові, а в іншому - з локомотивом у хвості. Таким чином, поїзд ICE2 є "половиною" ICE1: локомотив і сім причіпних вагонів.



а)



б)



в)



г)

Рис. 3.7. Високошвидкісні поїзди ICE1 (а), ICE2 (б), ICE3 (в) та дослідний ICE-V (г).

Зчіпний пристрій удосконаленої конструкції з механізацією закриття-розкриття обтічника автозчепу й нова система управління поїздом дозволяють швидко зчіплювати й розчіплювати поїзди ICE2 і використовувати, якщо буде потреба, його подвійний склад [33].

Поїзд ICE3 (рис. 3.7 в) був створений також виходячи з ідеї "половини поїзда". Поїзд ICE3 складається з восьми вагонів (чотири моторних і чотири причіпних) і також може оперативно з'єднуватися у здвоєний поїзд.

Підвищена питома потужність поїзда (до 8000 кВт) розрахована на максимальну швидкість 330 км/год (на змінному струмі) і дозволяє долати підйоми крутістю до 40 %.

Однак поїзд ICE3 має принципову відмінність від попередніх поїздів ICE1 і ICE2. Він побудований на основі моторвагонної, а не локомотивної тяги. Розподілена тяга ICE3 дозволяє йому досягати швидкості в експлуатації на спеціалізованих лініях до 330 км/год, реалізовувати великі прискорення при розгоні й, таким чином, скорочувати час на поїздку. Основні швидкісні характеристики поїзда зберігаються навіть у випадку виходу з ладу тягового обладнання однієї з двох чотиривагонних секцій, на які розбитий восьмивагонний склад.

Поїзд ICE3 має модульне розміщення обладнання, яке в поєднанні з більш розвиненою, порівняно з попередніми моделями системою автоматичної діагностики вузлів і агрегатів дозволяє спростити й полегшити його обслуговування. Знижено питоме споживання енергії й шумового впливу на навколишнє середовище. Це досягнуто завдяки зменшенням питомої маси на одне місце й більш високим аеродинамічним показникам.

У рамках розроблення третього покоління поїздів ICE були створені поїзди ICE T. Вони отримали стандартний дизайн поїзда ICE3, але для використання тільки на максимальній швидкості 230 км/год. Ці поїзди використовують техніку керованого нахилу, яка розроблена фірмою FIAT. Це дозволяє їм долати повороти з малим радіусом кривих, які часто зустрічаються на ділянках залізниць, з більшою швидкістю. Зовні ICE T відрізняються від ICE3 меншим кутом нахилу лобового скла.

На основі ICE T були також розроблені поїзди ICE TD, що є

дизель-електричною модифікацією поїздів ICE T, які призначені для використання на частково неелектрифікованих ділянках залізниць.

На цей час кожний поїзд сімейства ICE має своє місце на ринку транспортних послуг: ICE1 великої пасажиромісткості використовується на протяжних маршрутах, ICE2 - на більш коротких, ICE3 - там, де потрібно найбільша максимальна швидкість і є підйоми до 40 ‰, а ICE-T найбільш зручний на відносно старих лініях з великою кількістю кривих ділянок колії.

За тиждень до відкриття міжнародної виставки InnoTrans 2016 був представлений новий високошвидкісний поїзд ICE4 (рис. 3.8). Поїзд ICE4 складається з 12 вагонів [31]. Максимальна швидкість 250 км/год. Тягова потужність 9900 кВт. Кількість місць для пасажирів 830. Загальна довжина поїзда ICE4 складає 346 м. З появою цього поїзда нового покоління залізниці Німеччини мають намір до 2030 р. розширити свою пропозицію у сфері дальніх пасажирських перевезень на 25 ‰ і включити у розклад руху додатково 150 рейсів з поїздами ICE4 за добу. Планується, що згодом нові поїзди ICE4 замінять поїзди першого й другого покоління (ICE1 і ICE2).

Поїзд ICE4 відрізняється від попередніх модифікацій високошвидкісних потягів сімейства ICE за такими показниками:

- кузови вагонів виготовлені не з алюмінієвого сплаву, а зі сталі;
- довжина вагонних кузовів збільшена на 2 м;
- підтримуючі візки мають внутрішні букси.

Маса кузова вагона значно зменшена за рахунок оптимізації конструкції його каркаса, локального застосування високоміцної сталі та модульного принципу компоновки. Застосування лазерного зварювання дозволило значно зменшити витрату матеріалів.

Букси і елементи рами підтримуючих візків розміщені в просторі між колесами. Візки, які виготовлені компанією Bombardier, мають компактну конструкцію, а також знижену підресорну й непідресорну масу. Цей візок забезпечує зниження аеродинамічного опору в розрахункових зонах за рахунок застосування захисних кожухів.

Завдяки зниженню маси та покращенню аеродинаміки питомі витрати енергії поїздом ICE4 зменшені на 22 %, у порівнянні з попереднім поїздом ICE3, виходячи з розрахунку на одне пасажирське місце.



Рис. 3.8. Загальний вигляд високошвидкісного поїзда ICE 4.

У поїздах ICE4 значно перероблений дизайн салонів, які тепер відповідають сучасним і перспективним уявленням про комфорт. У нових поїздах реалізована інноваційна концепція освітлення з використанням світлодіодних світильників, управління якими здійснюється з урахуванням природного освітлення, встановлені нові ергономічні крісла, спинки яких не відкидаються назад (заважаючи пасажиром позаду), а зміщуються разом із сидінням у каркасі крісла. Конструкція панорамних вікон у вагонах поліпшує пасажиром огляд зовнішніх ландшафтів.

3.3. Високошвидкісний транспорт Японії

3.3.1. Загальні характеристики

Перший проект високошвидкісних магістралей у Японії був розроблений ще в 30-х рр. ХХ ст. Ним передбачалося побудувати високошвидкісну лінію нормальної колії 1435 мм, оскільки загальна мережа залізниць країни має вузьку колію (1067 мм). Вона повинна була зв'язати міста Токіо й Осака для обертання поїздів "Данган Реся" зі швидкостями до 200 км/год. Однак

будівництво, яке було розпочато наприкінці 1939 р., було зупинено війною [33].

До ідеї повернулися в середині 1950-х рр., коли різко загострилася транспортна ситуація в регіоні Токіо й уздовж східного узбережжя острова Хонсю.

Адміністрація японських залізниць, спираючись на передвоєнні розробки й широко використовуючи закордонний досвід, у короткий термін (1956-1958 рр.) підготувала проект і в 1959-1964 рр. здійснила спорудження першої у світі високошвидкісної магістралі Токіо-Осака довжиною 515,4 км, яка одержала назву Токайдо. Вже перші роки експлуатації цієї лінії принесли великий комерційний успіх. Нові поїзди стали надзвичайно популярними серед пасажирів, а авіаперевізники змушені були скасувати більшість рейсів літаків між цими містами.

Якщо в перший фінансовий рік експлуатації 1964/65 (а він був неповний, тому що лінія уведена в експлуатацію 1 жовтня 1964 р.) було перевезено 11 млн пасажирів і виконано обсяг роботи в 3,9 млрд пас. км, то через два роки - у 1966/67 фінансовому році - обсяг перевезень подвоївся (у перерахуванні на повний рік) і склав 13,8 млрд пас. Ще через п'ять років знову відбулося подвоєння: у 1971/72 звітному році було перевезено 85,4 млн пасажирів і виконано обсяг роботи в 26,8 млрд пас. км. При цьому прибуток від експлуатації лінії зріс із 16 млрд ієн в 1966/67 р. до 108 млрд ієн в 1971/72 р.

Успіх експлуатації лінії Токайдо Синкансен визначив будівництво в Японії в 1964-1998 рр. інших високошвидкісних магістралей, таких як: Осака-Хаката-Саньє Синкансен (553,7 км); Токіо-Моріюка-Тохоку Синкансен (496,5 км); Омія-Ніігата-Дзеєцу Синкансен (269,5 км); Такасака-Нагано-Хокуріку Синкансен (117,4 км), а також ліній міні-синкансен: Ямагата - 87 км (Фукусіма-Ямагата) і Акіта - 127 км (Моріюка-Акіта).

У 1970 р. парламент країни прийняв закон "Про створення загальнонаціональної мережі Синкансен", відповідно до якого під високошвидкісними магістралями розуміються лінії для руху поїздів зі швидкостями більше 200 км/год традиційної системи

колесо-рейка й у перспективі - на магнітному підвішуванні (магнітно-левітуючі).

Існуючі високошвидкісні магістралі в Японії мають колію 1435 мм. На них експлуатується мотор-вагонний рухомий склад, що працює на змінному струмі напругою 25 кВ частотою 50 або 60 Гц (різні лінії). Спочатку максимальна швидкість руху складала 210 км/год. Використання нового рухомого складу дозволило підняти її до 260-300 км/год: на лінії Токайдо - до 270 км/год (з березня 1992 р.); на лінії Саньє - 300 км/год (з березня 1997 р.), на лінії Тохоку - 275 км/год (з березня 1997 р.), на лінії Хокуріку - 260 км/год (з жовтня 1997 р.).

За останні роки в Японії випущено більше 20 моделей і модифікацій дослідних і серійних високошвидкісних поїздів, які створені на основі мотор-вагонної концепції.

Від першого високошвидкісного поїзда серії 0 до наступних серійних поїздів 100; 200; 300; 500; 700; E1, E2, E3 і E4 реалізуються ідеї підвищення комфорту для пасажирів, зменшення впливу на навколишнє середовище, збільшення безпеки при підвищенні швидкостей руху. Це забезпечується застосуванням нових інженерних рішень у конструкції ходової частини, покращенням аеродинамічних характеристик вагонів, використанням нових конструкційних матеріалів, зменшенням маси електрообладнання при підвищенні його потужності шляхом використання асинхронних тягових електродвигунів і напівпровідникових перетворювачів.

3.3.2. Концепція поїздів Синкансен

Механічну частину вагонів високошвидкісних поїздів (кузови, візки, гальмове обладнання, зчіпні пристрої та ін.) проектують і випускають компанії Kawasaki Heavy Industries, Mitsubishi Heavy Industries, Nippon Sharyo, Hitachi, Kinki Sharyo [37].

Конструктори зупинилися на варіанті поїзда, у якого всі вагони є моторними (розподілена тяга). Розрахунки показали, що при встановлених проектом граничних величинах підйому (20 %) і маси поїзда, яка потрібна для досягнення максимальної

швидкості й необхідних прискорень, сумарна потужність повинна складати близько 11 тис. кВт.

У розвитку рухомого складу залізниць Японії можна виділити чотири покоління високошвидкісних електропоїздів [33]:

- перше (1960-ті - кінець 1970-х рр.) - електропоїзди серії 0;
- друге (1980-ті рр.) - поїзди серій 100, 200 і ряд дослідних;
- третє (1980-1990-ті рр.) - поїзди серій 300, 400, E1 MAX, E2, E3, E4 MAX, дослідні серій STAR 21, 300 X, WIN 350;
- четверте - сучасні поїзди серій 500 і 700, які запроваджені до експлуатації після 2000 р.

На початку вересня 1964 р. було завершено виготовлення поїзда серії 0 (рис. 3.9 а). При проектуванні першого японського високошвидкісного поїзда розглядалося питання виготовлення кузовів з легких алюмінієвих сплавів або нержавіючої сталі. Однак відносна дорожнеча цих матеріалів на той час і недосконалість технологій їх зварювання змусили відмовитися від цієї ідеї.

Поїзди серії 0, що випускалися в декількох модифікаціях, стали найпоширенішими високошвидкісними поїздами. Більше 20 років вони склали основу парку рухомого складу.

Проектні й дослідно-конструкторські роботи над новим поїздом, що одержав згодом серійне позначення 100 (рис. 3.9 б), тривали майже 20 років і завершилися в 1984 р. На відміну від поїзда серії 0, всі вагони якого були моторними, у поїзді серії 100, який складається з 16 вагонів, чотири з них є причіпними.

Максимальне навантаження на рейки від колісної пари поїзда серії 100 була знижена до 15 т проти 16 т у поїзді серії 0.

У 1980 р. (на 4 роки раніше поїзда серії 100) був створений поїзд, який одержав серійне позначення 200 (рис. 3.10 а). Будівництво цих серійних поїздів передбачало проведення великого комплексу дослідних випробувань.



а)



б)

Рис. 3.9. Електропоїзди серії 0 (а) і серії 100 (б).

При порівнянні зовнішнього вигляду кінцевих вагонів поїздів серії 0 і 200 відразу впадає в око змінена конструкція щитків-колісочисників, яка призначена для ефективного видалення снігу з колії. При русі поїзда з високою швидкістю створюється завихрення нижньої частини фронтальної повітряної хвилі, що відкидає сніг за межі рейко-шпальної решітки.

З березня 1992 р. почалася регулярна експлуатація поїзда серії 300 (рис. 3.10 б). При конструкційній швидкості 300 км/год максимальна експлуатаційна швидкість поїздів серії 300 була обмежена величиною 270 км/год.



а)



б)

Рис. 3.10. Електропоїзди серії 200 (а) і серії 300 (б).

Електропоїзди серії 300 завжди формувалися з 16 вагонів, 10 з яких були моторними. Поїзд складався з п'яти секцій (два моторних і один причіпний вагони в кожній секції). Слід зазначити, що в Японії високошвидкісні поїзди при виході з цехів

заводу відразу й назавжди мають орієнтацію відносно головних станцій (у процесі експлуатації не розвертаються).

Однією з найреволюційніших ідей, які втілені в поїздах серії 300 було забезпечення зменшення маси їх обладнання, високих швидкісних показників, економічність і значне підвищення надійності всієї машини в цілому. Це стало можливим за рахунок впровадження тягового електропривода з асинхронними двигунами.

Електропоїзди серії 300 випускалися в 1989-1998 рр. Цей поїзд, як зазначалося в багатьох публікаціях, став важливою етапною розробкою для залізниць Японії.

У 1980-1990-х рр. були реалізовані проекти створення дослідного високошвидкісного рухомого складу, результати випробувань якого лягли в основу розроблення нових серійних поїздів. Так, в 1987-1994 рр. був здійснений проект поїздів STAR 21, WIN 350 і 300X, який 3 липня 1996 р. у дослідному рейсі встановив національний рекорд швидкості для залізниць Японії - 443 км/год.

У 1982 р. було ухвалено рішення на окремих напрямках провести реконструкцію діючих залізничних ліній для організації швидкісного руху. У зв'язку з тим, що основна мережа японських залізниць загального користування має вузьку (1067 мм) колію, вирішення цього завдання мало специфічні особливості. Вони полягали в тому, що був збережений старий габарит наближення будівель, який розраховувався на рух рухомого складу вузької колії. Такі залізниці стали називатися міні-синкансен, а новий поїзд, що розроблявся паралельно зі створенням STAR 21, одержав позначення 400 (рис. 3.11 а). Прототип поїзда серії 400 був виготовлений у 1990 р., а наприкінці 1992 р. новий поїзд почав регулярні поїздки з пасажирями.

Розвитком ідей, закладених у поїзді серії 400, з урахуванням результатів експериментів з дослідним поїздом STAR 21 став електропоїзд, який одержав серійне позначення E3 (рис. 3.11 б). Поїзд серії E3 складається з п'яти вагонів: чотирьох моторних і одного (центрального) причіпного. Вагони нового поїзда спроектовані в тому самому габариті, що й поїзди серії 400, але

зварні кузови виготовлені не зі сталі, а з довгомірних екструдованих панелей зі сплавів на основі алюмінію.

Великий пасажиропотік зажадав створення високошвидкісних поїздів підвищеної місткості. На підставі цього був створений поїзд серії E1 MAX, який спочатку мав позначення 600. Поїзд E1 MAX є першим японським високошвидкісним поїздом, який повністю складається з двоповерхових вагонів.

Подальшим розвитком технічних ідей, закладених у поїзді E1 MAX, став електропоїзд серії E4 MAX (рис. 3.12 а). Цей поїзд складається з восьми двоповерхових вагонів (чотирьох моторних і чотирьох причіпних). Його загальна тягова потужність дорівнює 6720 кВт, конструкційна швидкість 240 км/год. За рахунок застосування легких сплавів у конструкції кузова, нових полегшених компонентів тягового привода й інших технічних нововведень вдалося зменшити масу причіпного вагона до 50,3 т (проти 53,7 т у поїзда E1) і моторного вагона до 56,9 т (проти 62 т). Усього в 1997-2002 рр. випущено 72 вагони поїздів серії E1 MAX і 192 вагони поїздів серії E4 MAX.



а)



б)

Рис. 3.11. Електропоїзди серії 400 (а) та серії E3 (б).

Використовуючи досвід, який був отриманий при розробленні експериментального поїзда STAR 21 і поїзда серії 400, у 1995 р. був створений новий поїзд, що одержав серійне позначення E2. Він має конструкційну швидкість 315 км/год і відповідає всім вимогам експлуатації в складних умовах гірської місцевості.

Останніми нововведеннями японських залізничних компаній у галузі високошвидкісного рухомого складу стали електропоїзди серій 500 (рис. 3.12 б) і 700 (рис. 3.13 а). При реалізації проектів нового високошвидкісного рухомого складу був врахований досвід створення попередніх, особливо експериментальних 300Х і WIN 350. Обидва проекти здійснювалися практично одночасно. Поїзди серій 500 і 700 досить близькі за своїми технічними характеристиками.



а)



б)

Рис. 3.12. Електропоїзди серії E4 MAX (а) і серії 500 (б).

При погляді на поїзд серії 500 відразу впадає у око (навіть на фоні загальної відмінності поїздів "японського" стилю від європейських поїздів) дуже витягнута ракетоподібна носова частина кінцевих вагонів, довжина якої досягає 15 м. Це істотно покращує аеродинамічні характеристики поїзда, особливо при проходженні через тунель і при зустрічі поїздів, що рухаються з високою відносною швидкістю. Для покращення огляду кабіна машиніста поміщена в невеликий краплеподібний виступ. Цей поїзд має найбільшу конструкційну швидкість - 320 км/год і найбільшу потужність із усіх японських високошвидкісних поїздів. Сумарна потужність тягових двигунів поїзда дорівнює 18240 кВт. Але разом із тим його вартість теж більше, ніж попередні моделі. Експлуатація цього поїзда розпочалася в березні 1997 р.

Практично одночасно з реалізацією проекту поїзда серії 500 створювався поїзд, що спочатку мав серійне позначення 300N, згодом змінене на 800 (рис. 3.13 б). У певному значенні він

з'явився компромісом між високими техніко-експлуатаційними характеристиками й прийнятною ціною.

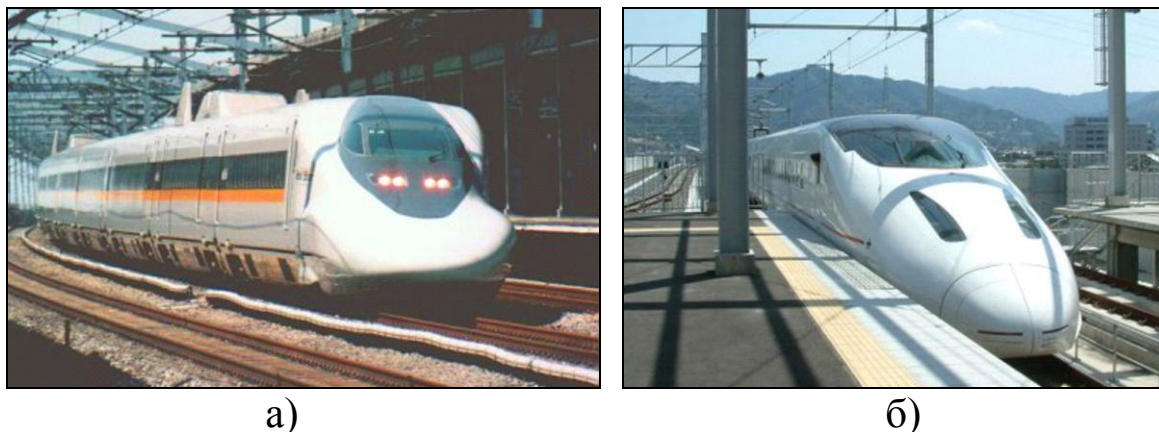


Рис. 3.13. Електропоїзди серії 700 (а) і серії 800 (б).

На сьогодні всі залізничні компанії Японії, що експлуатують високошвидкісні лінії, виконують розроблення сучасних типів перспективного високошвидкісного рухомого складу.

3.4. Високошвидкісні поїзди Італії

На цей час у Італії створено досить сучасний і комфортабельний рухомий склад для високошвидкісного руху як по залізницях Італії, так і по ряду закордонних залізниць. Перші кроки в цьому напрямку були зроблені ще в довоєнний період.

У 1934 році почалася розробка швидкісного електропоїзда для магістралі Мілан – Болонья – Флоренція – Рим – Неаполь – Реджо-ді – Калабрія. Його назвали ETR 200 (від італ. Elettro Treno Rapido, що означає швидкісний електричний поїзд). Успішно пройшовши випробування, поїзди ETR 200 в 1937 р. вийшли в регулярну роботу на маршруті Болонья-Рим-Неаполь (рис. 3.14 а). Під час демонстраційної поїздки 6 грудня 1937 р. електропоїзд розвинув швидкість 201 км/год, а 20 липня 1939 р. ETR 200 між Флоренцією й Міланом розігнався до 203 км/год. Електропоїзди ETR 200 були найшвидшими поїздами в Європі, і тому в 1939 р. один поїзд був відправлений на Всесвітню виставку в Нью-Йорку. Він викликав величезний інтерес, але замовлень від закордонних компаній так і не надійшло. Італійський експрес настільки випередив свій час, що

інші країни просто не змогли б його експлуатувати. ETR 200 прожили довге життя. Вони були виведені з експлуатації тільки в 1993 р. Один поїзд ETR 200, який встановив рекорд швидкості в 1939 р, зберігається повністю у робочому стані [48].

У 1953 році були побудовані перші три семивагонні електропоїзди ETR 300 Settebello ("прекрасна сімка") з вагонів класу люкс (рис. 3.14 б), які призначалися для експлуатації на електрифікованих залізничних лініях постійного струму з напругою 3 кВ і продовжували розвивати технічні ідеї, що були закладені в довоєнному електропоїзді ETR 200.

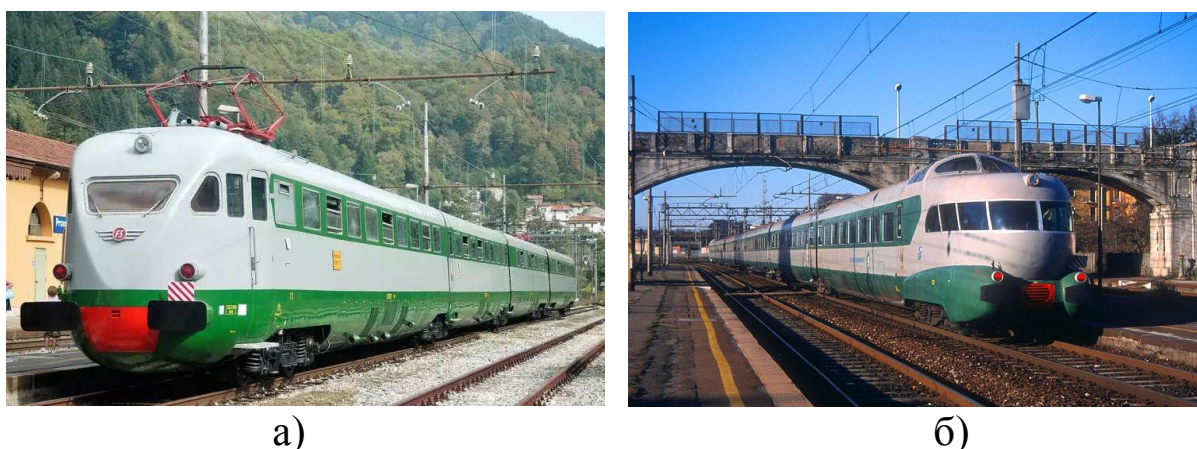


Рис. 3.14. Електропоїзди ETR 200 (а) і ETR 300 Setebello (б).

Електропоїзд ETR 300 складався зі стандартних індивідуальних і зчленованих вагонів, які розташовувалися симетрично відносно центрального вагона та були об'єднані в три секції (дві крайні двовагонні, центральна - тривагонна). Дві пари крайніх вагонів електропоїзда (головних і суміжних з ними) були зчленовані з загальними проміжними візками.

Центральний вагон електропоїзда був зчленований із двома суміжними в тривагонну секцію. Усього в електропоїзді було 10 двовісних візків, з яких шість - моторних і чотири проміжні (підтримуючі). Дванадцять тягових електродвигунів тривалою потужністю по 187 кВт дозволяли досягати максимальної швидкості руху 200 км/год.

Салони вагонів електропоїзда відрізнялися високою якістю створених інтер'єрів. Кабіна машиніста була піднята на рівень другого поверху кінцевого вагона, а на першому поверсі

розташовувався салон-люкс із лобовими панорамними вікнами. Цей електропоїзд багато в чому став провісником європейських комфортабельних поїздів-експресів нового типу для денних поїздок у вагонах з місцями для сидіння.

На початку 1960-х рр. були створені ще більш вдосконалені за конструкцією семивагонний швидкісний поїзд підвищеної комфортності Setebello постійного струму напругою 3,0 кВ, а також тривагонний електропоїзд серії Ale601 постійного струму напругою 3,0 кВ, що складався з двох головних моторних і одного причіпного вагонів. Цей поїзд у 1963 р. під час дослідної поїздки від Рима до Пізи досягнув максимальної швидкості руху 270 км/год. У вагонах першого й другого класів забезпечувався високий комфорт. Вони мали установки для кондиціонування повітря, що було тоді рідкісним винятком для європейських залізниць.

У 1950-1960 рр. на залізницях багатьох країн світу з метою збільшення швидкості руху у кривих ділянках залізничної колії без погіршення комфорту для пасажирів за рівнем непогашеного поперечного прискорення вживали спроби створення вагонів із примусовим нахилом кузова вагона. Виходячи з цього на залізницях Італії теж з'явилися в експлуатації електропоїзди, вагони яких мали спеціальні пристрої для примусового нахилу кузова в кривих. Так, наприклад, на ділянці Рим-Флоренція експлуатується чотиривагонний електропоїзд постійного струму напругою 3 кВ фірми Fiat, який розвиває швидкість до 250 км/год. Всі вагони електропоїзда загальною вагою 156 т є моторними і мають по два тягових електродвигуни з потужністю по 220 кВт, які підвішені на кузові вагона та з'єднані з внутрішніми осями колісних пар за допомогою карданних валів. Електропоїзд обладнаний електричним (реостатним), фрикційним дисковим і магнітнорейковим гальмами. Кузов вагона побудований з легких сплавів. У кривих ділянках колії кузов нахиляється примусово на кут до 8° за допомогою спеціальної електрогідравлічної системи. Умови струмознімання з контактного проводу при цьому не погіршуються, тому що струмоприймач вагона кріпиться за допомогою спеціальної рами безпосередньо до візка й не пов'язаний з кузовом вагона.

У 1972 р. фірмою Fiat Ferroviaria були створені електропоїзди постійного струму напругою 3,0 кВ із активною системою примусового нахилу кузова в кривих. Аналогічна система нахилу в 1974 р. була застосована в конструкції серійного поїзда ETR 401 Pendolino (у перекладі "маятник"), що може розвивати максимальну швидкість руху 250 км/год (рис. 3.15).



Рис. 3.15. Електропоїзд ETR 401 Pendolino.

Цей електропоїзд із осьовим навантаженням 11 т, кількістю місць для сидіння пасажирів 171 і конструкційною швидкістю руху 250 км/год складався з чотирьох моторних вагонів із двовісними візками. Кожен візок мав одну (внутрішню) моторну колісну пару. В електропоїзді використовувались тягові електродвигуни постійного струму послідовного збудження на максимальну напругу 1,5 кВ. У 1976 р. цей електропоїзд був уведений до регулярної експлуатації на високошвидкісній залізничній магістралі Рим-Анкона з великою кількістю кривих малого радіуса.

Механізм активної електромеханічної системи SWING фірми Fiat Ferroviaria (рис. 3.16) для примусового нахилу кузова вагона електропоїзда серії ETR 401 і наступних електропоїздів у кривих залізничної колії складається з роликів напрямних самоцентрувального типу й електричного привода, який здійснює

нахил кузова в кривих. Кузов вагона через пневматичну ресору центрального ресорного підвішування спирається на роликову люльку та блокується стабілізуючими пристроями, які запобігають перекиданню вагона. Привод розміщено під пневматичними ресорами центрального ресорного підвішування і складається з електродвигуна з планетарним редуктором, блока силової електроніки та комп'ютерної системи управління нахилом кузова. Живлення електрострумом здійснюється від поїзної мережі або від резервної акумуляторної батареї.

Максимальне зусилля, що розвивається приводом нахилу кузова у кривих, дорівнює 110 кН, що забезпечує швидкість нахилу кузова до 4 град/с. Управління приводом (рис. 3.17) здійснюється пристроєм, що слідкує за планом залізничної лінії за допомогою датчиків поперечних прискорень і комбінації з декількох гіроскопів, які встановлюються на першому за рухом поїзда візку. Вони визначають початок і кінець перехідної кривої колії за зміною поперечного прискорення, а також за плавним збільшенням або зменшенням рівня підвищення зовнішньої рейки у кривій ділянці. Після обробки сигналів, що надходять від цих приладів, поїзний комп'ютер передає обчислене значення кута нахилу кузова по поїзній лінії зв'язку (інформаційній шині) на всі вагони. Запізнення початку й закінчення нахилу кузова розраховується процесором у кожному вагоні залежно від швидкості руху поїзда [6].

До 1985 р. після майже 10 років успішної експлуатації електропоїздів серії ETR 401 були сформульовані технічні вимоги на новий електропоїзд, який після побудови отримав серійне позначення ETR 450. Він був створений фірмою Fiat Ferroviaria (рис. 3.18 а). Поїзд ETR 450 складається з 10 причіпних моторних вагонів і одного головного немоторного із примусовим нахилом кузова в кривих. Кожний моторний вагон має дві моторні колісні пари з приводом від тягового електродвигуна, який підвішується до кузова вагона [48].



Рис. 3.16. Схема механізму активної електромеханічної системи SWING для примусового нахилу вагона в кривих залізничної колії: 1 - центральна пневматична ресора ресорного підвішування кузова вагона; 2- роликів люлька; 3 - каретка зі струмоприймачем.

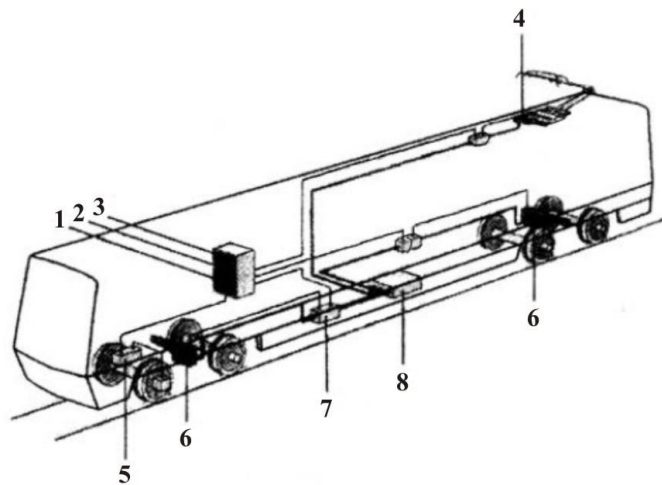


Рис. 3.17. Схема управління приводом нахилу кузова вагона в кривих за допомогою електромеханічної системи нахилу кузова: 1 – комп'ютерна система регулювання величини нахилу кузова вагона в кривих; 2 - електронний блок управління; 3 - інформаційна шина; 4 - привод нахилу струмоприймача; 5 - вимірник прискорення візка; 6 - привод нахилу кузова вагона; 7- силова електроніка; 8 - акумуляторні батареї.

Вагони об'єднані попарно в секції, кожна з яких має повний комплект тягового електрообладнання (струмоприймач, вхідний фільтр і два перетворювачі для живлення тягових електродвигунів). Величина напруги, яка подається на тягові електродвигуни, і відповідно їх магнітний потік регулюється за допомогою спеціальних імпульсних перетворювачів. Силові кола тягових електродвигунів і апаратура управління кожного вагона працюють незалежно, що підвищує надійність електропоїзда, тобто надається можливість із меншою швидкістю продовжувати рух при аварійному відключенні одного з вагонів. На поїзді в основному застосоване електрообладнання, яке встановлене на італійських електропоїздах серії Alt-724/582.

Механічна частина електропоїзда ETR 450 і система примусового нахилу кузова вагона в кривих близькі за конструкцією попередній моделі ETR 401. Всі візки електропоїзда (за винятком двох візків причіпного проміжного вагона) моторні, причому одна колісна пара у візку моторна, а інша немоторна.

Кузов вагона спирається на два візки за допомогою з'єднаних у групи центральних циліндричних пружин. Він має зварний каркас і зовнішню обшивку з легких сплавів. У середині електропоїзда є причіпний вагон з рестораном, буфетом, кухнею, телефонною кабінкою, кіоском для продажу газет і дорожніх асортиментів. Всі вагони мають установки кондиціонування повітря і туалети замкненої системи з хімічним очищенням. Подібний електропоїзд із трохи зміненим зовнішнім дизайном поставлявся також на залізниці Німеччини.

У 1985 р. керівництво залізниць Італії ухвалило рішення щодо створення принципово нового високошвидкісного поїзда без примусового нахилу кузова вагонів у кривих залізничної колії. Він призначений для експлуатації як на звичайних залізничних лініях, так і на високошвидкісних магістралях з максимальною швидкістю руху 300 км/год. Розроблення поїзда було виконано проектно-конструкторським бюро служби тяги італійських залізниць разом із консорціумом у складі компаній Adtranz (нині Bombardier), Ansaldo Breda, Fiat Ferroviaria (нині Alstom), Firema та ін. У ході початкових досліджень були

розглянуті три концептуальні варіанти: поїзд з локомотивною тягою і причіпними вагонами з незалежними двовісними візками; поїзд з чисто мотор-вагонною тягою і поїзд з головними електровозами зі зчленованими проміжними вагонами на загальних проміжних візках.

У результаті ретельного аналізу цих варіантів був обраний варіант електропоїзда з двома кінцевими моторними (електровози) вагонами без пасажирів і проміжними причіпними вагонами з індивідуальними двовісними візками. Під терміном "моторний вагон" стосовно багатьох сучасних європейських високошвидкісних електропоїздів розуміється, по суті, електровоз, що за габаритами і зовнішнім виглядом подібний до причіпного вагону.

У вересні 1986 р. зазначений вище консорціум одержав замовлення і до квітня 1988 р. побудував перший дослідний поїзд, який одержав позначення ETR 500 (рис. 3.18 б). Поїзд ETR 500 в основному складається з двох кінцевих моторних і 11 причіпних проміжних вагонів, кількість яких може змінюватися від 8 до 14. Загальна потужність двох електровозів з асинхронним електроприводом і напівпровідниковими перетворювачами становить 8800 кВт. Електровоз постійного струму напругою 3,0 кВ має перетворювачі на GTO-тиристорах з масляним охолодженням і підвішені на рамі кузова асинхронні тягові електродвигуни [48].



Рис. 3.18. Електропоїзд ETR 450 (а) і електропоїзд ETR 500 (б).

Обертальний момент від них на колісні пари передається через порожні коаксіальні вали. Вагони поїзда мають двовісні

візки зі сталевими зварними H-подібними рамами, циліндричними пружинами та гідравлічними гасниками коливань у первинному й вторинному ступенях ресорного підвішування.

Цей поїзд є одним з основних поїздів італійських залізниць, що обслуговують реконструйовані швидкісні й новоспоруджені високошвидкісні магістралі. З листопада 2005 р. цей електропоїзд постійного струму став будуватися з покращеним внутрішнім інтер'єром салонів вагонів.

Кузов моторних вагонів (односистемний електровоз) має каркас із конструкційної сталі й зовнішню обшивку з алюмінієвих панелей. Кузов причіпного вагона побудований з використанням довгомірних екструдованих панелей, які виконані з алюмінієвого сплаву.

У 2016 р. розпочалася експлуатація нового електропоїзда ETR 400 (рис. 3.19 а). Його комерційна назва - Frecciarossa 1000 ("Червона стріла 1000"). Він вважається найшвидшим серійним поїздом світу і може досягати швидкості 400 км/год.

У постійній експлуатації на італійських залізницях знаходяться високошвидкісні електропоїзди AGV, які побудовані у Франції фірмою Alstom (рис. 3.19 б). Приватна компанія NTV в Італії експлуатує їх під комерційною назвою Italo з відповідним логотипом і рисунком зайця, які намальовані по обидва боки вагонів.

Швидкісний рух в Італії здійснюють також поїзди ETR 485 Pendolino і ETR 610 Nuovo Pendolino (рис. 3.20). Вони експлуатуються з комерційною назвою Frecciargento ("Срібна стріла"). Ці поїзди мають механізм нахилу кузовів вагонів у кривих, що дозволяє їм проходити повороти на звичайних залізницях із збільшеною швидкістю без відчуття дискомфорту пасажирями [48].

Поїзда Frecciargento обслуговують маршрути з Рима у Верону, Больцано, Венецію, Лечче та Реджо-Калабрія. Електропоїзди ETR 610 експлуатуються державними залізницями Швейцарії (SBB-CFF-FFS), у тому числі і на маршрутах, які курсують в Італії.



а)



б)

Рис. 3.19. Високошвидкісні електропоїзди ETR 400 (а) і AGV (б).



а)



б)

Рис. 3.20. Електропоїзди ETR 485 Pendolino (а) і ETR 610 (б).

В Італії також будують електропоїзди на експорт, наприклад для залізниць Фінляндії (серія S220 або Sm6), для залізниць Іспанії (серія 490 Alaris, яка є близькою за конструкцією до серій ETR 450 і ETR 470), для залізниць Португалії (серія CPA 4000), для залізниць Словенії (серія ETR 310), для залізниць Чехії (серія CDT 680) і залізниць Великобританії (серія 390).

3.5. Високошвидкісний рух у Великобританії

Спочатку на англійських залізницях для високошвидкісного руху застосовувалася тепловозна тяга. Починаючи з 1962 р. уздовж східного узбережжя поїздами з тепловозною тягою було організовано пасажирське сполучення з максимальною швидкістю руху 160 км/год [33]. Тепловоз серії Deltic, який використовувався для тяги, мав два дизелі потужністю по 1230

кВт, електричну передачу та для свого часу був одним із кращих швидкісних локомотивів (рис. 3.21).



Рис. 3.21. Тепловоз серії Deltic (Class 55).

Залізниця Великобританії по-справжньому приєдналася до високошвидкісної залізничної мережі континентальної Європи тільки у 2003 р., коли була збудована і введена в експлуатацію перша ділянка високошвидкісної магістралі Лондон-тунель під Ла-Маншем, довжиною 74 км від терміналу у Фолкстоні (біля англійського порту тунелю) до вузла Фокем-Джанкшен у графстві Кент [40].

Будівництво цієї ділянки розпочалося в 1998 р. з відставанням на декілька років від початкового плану. Незважаючи на порівняно невелику довжину ділянки, будівництво дуже залежало від великих фінансових і технічних труднощів. У зв'язку з цим будівництво було розбито на два етапи. На першому етапі вихід з тунелю був з'єднаний зі станцією Фокем-Джанкшен і вокзалом Ватерлоо в Лондоні. На другому етапі була побудована високошвидкісна ділянка довжиною 39 км між Саутфліт-Джанкшен і вокзалом Сент-Пакрас у Лондоні. На цій ділянці колії під річкою Темза були прокладені дві колії тунелю довжиною 2,5 км, а також дві колії тунелю довжиною 20 км від Дагенхама до вокзалу Сент-Пакрас. Після введення в регулярну комерційну експлуатацію першої черги високошвидкісної залізничної магістралі Лондон-тунель під Ла-Маншем час поїздки пасажирів між Лондоном і Парижем

скоротився на 20 хв, а після завершення будівництва всієї магістралі - на 35 хв і склав 2 год 20 хв. Це значно менше часу польоту на літаку між Лондоном і Парижем з урахуванням часу на шлях до аеропорту і необхідних операцій з реєстрації проїзних квитків і багажу перед відльотом літака. Така перевага розцінюється як вирішальний фактор у конкуренції залізничного транспорту з іншими видами транспорту, що обслуговують даний напрямок пасажирських перевезень.

На цей час організацію швидкісного й високошвидкісного руху пасажирських поїздів уздовж західного узбережжя і в центральній частині Великобританії здійснює компанія Kirgen Rail, власністю якої є 54 восьмивісних електропоїзди із примусовим нахилом кузова вагона в кривих, побудованих консорціумом Alstom і Fiat Ferroviaria.

Наступним важливим етапом стало відкриття у 2007 р. другої дуже складної за будівельним значенням завершальної ділянки високошвидкісної магістралі між станціями Еббсфліт і Сент-Пакрас у Лондоні довжиною 39 км, з яких більше 20 км припадають на тунелі. Завдяки цій ділянці тривалість поїздки з Лондона в Париж і Брюссель скоротилася ще на 20 хв.

У 1964-1985 рр. у Великобританії була розроблена одна з найзначніших програм зі створення високошвидкісного пасажирського поїзда типу АРТ (Advanced Passenger Train - новітній пасажирський поїзд) для максимальної швидкості руху 250 км/год. Передбачалося, що цей поїзд буде мати активну систему нахилу кузова в кривих, спеціальне гідравлічне гальмо та колісні пари, які встановлюються за радіусом кривої.

Спочатку для силової установки поїзда передбачалося використання газової турбіни. У 1974 р. був побудований чотиривагонний газотурбінний прототип поїзда АРТ-1 із пневматичним ресорним підвішуванням (два моторних і два причіпних вагони), який у 1979 р. встановив англійський рекорд швидкості руху 252 км/год при конструкційній швидкості руху 250 км/год. Однак у зв'язку з нафтовою кризою 1973-1974 рр. від застосування в пасажирських високошвидкісних поїздах газових турбін надалі відмовилися на користь електричної тяги [64].

Турбопоїзд серії АРТ-1, що має масу тари 145 т, з осьовим навантаженням 17,5 т і кількістю сидячих місць 190 має загальну потужність 2194 кВт, тягову потужність 1775 кВт, допоміжну потужність 439 кВт, загальну площу підлоги вагонів 235 м², площу, яка зайнята силовим обладнанням - 123 м². На турбопоїзді передбачалось застосувати вісім тягових електродвигунів і два допоміжних газотурбінних двигуни. Передача електрична змінно-постійного струму. Вагони цього поїзда були обладнані пристроєм для примусового нахилу кузова в кривих ділянках залізничної колії з метою компенсації недостатності підвищення величини зовнішньої рейки в кривих. З цією метою пневматичне ресорне підвішування було доповнено спеціальною коригувальною системою. Вона діє за допомогою гідравліки безпосередньо або опосередковано за допомогою тяг, що розташовуються між візком і кузовом вагона та керуючих приладів, які реєструють вхід вагона у криву ділянку колії.

Було передбачено також застосування пристрою нахилу кузова шляхом зміни тиску стисненого повітря в пневматичних ресорах за методом, який прийнятий на залізницях Німеччини, або за допомогою гідропневматичного ресорного підвішування, аналогічний тому, що застосовується на моторних візках вагона.

У 1976 р. розпочалося будівництво дизель-поїзда типу НСТ із двома кінцевими і причіпними проміжними вагонами для максимальної швидкості руху 200 км/год.

Одночасно з цим поїздом також експлуатувався швидкісний дизель-поїзд серії Inter City 125 (рис. 3.22 а). Однак англійські фахівці тримаються думки, що для високошвидкісного руху є більш раціональним застосування електричного рухомого складу (електровози, електропоїзди) змінного струму напругою 25 кВ частотою 50 Гц, тому що для них можна застосувати легку контактну мережу й використовувати для високошвидкісного руху могутніші локомотиви.

Розрахунки показали, що для експлуатації пасажирських поїздів, які складаються з 8-10 вагонів звичайної конструкції з максимальною швидкістю руху 240 км/год потрібний електровоз потужністю 12 000 к.с. Однак при зосередженні такої потужності в одному електровозі споживання електроенергії з контактного

проводу буде важко здійснити. Тому бажано мати на рухомому складі декілька силових установок, які зосереджуються за його довжиною. Тобто необхідно замість електровоза застосовувати електропоїзд із декількома моторними вагонами.

На основі цього в 1977 р. був побудований новий варіант пасажирського поїзда ART-P із двома електровозами (моторними вагонами) змінного струму напругою 25 кВ і частотою 50 Гц. Вони розташовуються в середині поїзда, який складається з 12 пасажирських вагонів та активною системою примусового нахилу кузова в кривих. Поїзд розвиває максимальну швидкість 250 км/год. До 1984 р. проводилися випробування трьох дослідних поїздів, під час яких виявилися серйозні технічні недоліки в його конструкції. Тому в 1985 р. було прийнято офіційне рішення про закриття програми ART і природно, що серійне будівництво та комерційна експлуатація зазначеного поїзда не відбулась. Взагалі слід зазначити, що багато технічних ідей, закладених у поїздах ART, згодом були використані в локомотиво- і вагонобудуванні.

З урахуванням досвіду створення поїзда ART згодом був розроблений проект поїзда з електровозною тягою типу Inter City 225 (рис. 3.22 б) для максимальної швидкості руху 225 км/год.



а)



б)

Рис. 3.22. Дизель-поїзд Inter City 125 (а) і поїзд Inter City 225 (б).

Електровоз серії 91 змінного струму напругою 25 кВ частотою 50 Гц має потужність 4416 кВт. Поїзд Inter City 225, який складався з дев'яти вагонів типу MARK IV без примусового нахилу кузова в кривих, 17 вересня 1989 р. встановив національний рекорд швидкості руху 260,2 км/год. Починаючи з

1989 р. цей поїзд був введений у регулярну експлуатацію на реконструйованій залізничній лінії Лондон-Ньюкасл-Единбург.

Подальшим розвитком цього поїзда став експрес серії Inter City 250 з електровозом серії 93 потужністю 5500 кВт, що має 10 причіпних вагонів типу МК5. Він був уведений в експлуатацію в 1996 р.

Відкриття тунелю під Ла-Маншем 6 травня 1994 р. дозволило здійснити пряме залізничне сполучення між Великобританією і континентальною Європою. На цей час між Лондоном, Парижем і Брюсселем експлуатуються модернізовані високошвидкісні електропоїзди типу Eurostar E320, які на континентальній частині маршруту рухаються по високошвидкісній магістралі зі швидкостями до 320 км/год (рис. 3.23 а). Поїзд проходить тунель довжиною 50 км під протокою Ла-Манш за 20 хв при швидкості руху 160 км/год. Такий поїзд, за суттю, є подовженим (за розмірами) поїздом TGV французьких залізниць. Він пристосований для експлуатації як у Великобританії, так і в Євротунелі під протокою Ла-Манш [3].

Вагони поїзда Eurostar мають габарит рухомого складу залізниць Великобританії, асинхронні тягові електродвигуни англійського виробництва та покращену систему пожежогасіння на випадок загоряння вагонів у тунелі.

За англійською класифікацією TOPS електропоїзд Eurostar має найменування Class 373 EM U, а під час проектування він називався Trans Manche Super Train і був спроектований фірмою Alstom на своїх фабриках у Ля Рошелі, Белфорті та Вошвуді (Великобританія). Експлуатація поїзда Eurostar розпочалася в 1993 р. Існують два типи цього електропоїзда. Перший з них - Eurostar Three Capitals ("європейська зірка три столиці") складається з двох головних і 18 зчленованих пасажирських проміжних вагонів із двома додатковими моторними візками. Другий - Eurostar North of London ("північ Лондона") складається із двох головних і 14 зчленованих проміжних пасажирських вагонів (рис. 3.23 б).



а)



б)

Рис. 3.23. Високошвидкісний поїзд Eurostar E320 для сполучення під протокою Ла Манш (а) і поїзд Eurostar North of London (б).

Всі електропоїзди Eurostar - три- або чотирисистемні. Вони пристосовані для експлуатації на французьких лініях LGV із живленням змінним струмом (включаючи лінію в Євротунелі і стандартні лінії живлення Великобританії), на бельгійських лініях із живленням постійним струмом та англійськими системами з третьою рейкою. Слід зазначити, що третій тип живлення електроенергією лишився затребуваним тільки до завершення будівництва залізничної лінії між Лондоном і Євротунелем, коли від порталу тунелю під Ла-Маншем на англійському березі до Лондона була побудована високошвидкісна магістраль для руху пасажирських поїздів із максимальною швидкістю руху 270 км/год. Ця лінія, довжиною 109 км, на території Великобританії має три тунелі загальною довжиною 25 км і 145 інших штучних споруд.

Компаніями Alstom і Fiat були побудовані також восьмивагонні електропоїзди типу Virgin з активною системою примусового нахилу кузова вагона в кривих і максимальною швидкістю руху 225 км/год.

На цей час на високошвидкісних залізницях Великобританії у власності компанії Virgin Trains знаходяться в експлуатації побудовані компанією Alstom Transport у Вошвуді (Великобританія) 53 високошвидкісні електропоїзди типу Pendolino Britannico серії 390 (рис. 3.24).



Рис. 3.24. Високошвидкісний поїзд Pendolino Britannico 390.

Вони складаються з восьми або дев'яти вагонів із системою конструкції Fiat Ferroviaria, що передбачає активний примусовий нахил їх кузовів у кривих ділянках залізничної колії. Ці поїзди курсують між Лондоном і Глазго та Единбургом. Час знаходження у дорозі - 4 год. Електропоїзд має довжину 217 м із кількістю сидячих місць 439 і складається з двох кінцевих моторних і семи проміжних причіпних вагонів. Для зменшення рівня шуму підлога кожного вагона цього поїзда зроблена зі сталі й дерева, аналогічно підлозі вагонів французьких поїздів TGV [33].

Електропоїзд із включеною системою нахилу кузова вагона може розвинути максимальну швидкість руху 225 км/год. Загальний вигляд кабіни машиніста і пасажирського салону високошвидкісного поїзда Pendolino Britannico 390 показано на рис. 3.25.

Перший електропоїзд, який одержав позначення PS 01, був випробуваний на початку травня 2001 р. на експериментальному полігоні довжиною 17,5 км поблизу Есфордбі з максимальною швидкістю руху 200 км/год. На цьому дослідному полігоні є контактна мережа з чотирма типами контактних підвісок, а також на ньому прокладені залізничні колії п'яти типів з відповідною верхньою будовою, щоб імітувати реальні умови експлуатації на високошвидкісній лінії West Coast.



а)



б)

Рис. 3.25. Кабіна машиніста (а) і пасажирський салон (б) високошвидкісного поїзда Pendolino Britannico 390.

Другий дослідний дев'ятивагонний електропоїзд із позначенням PS 02 з вагонами з примусовим нахилом кузова в кривих був побудований у кінці травня 2001 р. і після 10 днів статичних випробувань у червні 2001 р. пройшов експлуатаційні випробування на діючій залізничній лінії Карлайл-Канфорт довжиною 100 км із великою кількістю кривих різного радіуса з максимальною швидкістю руху до 200 км/год.

3.6. Іспанські високошвидкісні поїзди

3.6.1. Характеристика залізниць Іспанії

Залізничну мережу Іспанії становить "Національна мережа залізниць Іспанії" - RENFE (від ісп. Red Nacional de Ferrocarriles Espanoles). Націоналізація іспанських залізниць відбулася 24 січня 1941 р. У той же час була створена компанія RENFE. Із січня 2005 р. Національна мережа залізниць Іспанії була розділена на компанію-оператор RENFE (здійснення вантажних і пасажирських перевезень) і агентство з управління інфраструктурою - ADIF (вокзали, сигналізація, колія й інші інфраструктури). Довжина іспанської залізничної мережі становить 15 000 км, причому більша частина з них - із широкою колією 1668 мм. Частина колії відповідає європейським стандартам - 1435 мм (високошвидкісна лінія AVE) [33].

Ще відносно недавно залізниці Іспанії за рівнем розвитку й технічного оснащення відставали від інших країн Західної

Європи. Зараз у ряді аспектів, особливо відносно високошвидкісних сполучень, вони увійшли до лідерів. Важливу роль у цьому зіграла залізнична промисловість країни, зокрема компанія Talgo. Компанія Talgo (офіційна назва - Patentes Talgo), була створена у 1942 р. Спочатку вона була типовим сімейним підприємством і навіть на цей час 50,1 % її акцій належать сімейству Оріоль (Oriol), а інші 49,9 % розподілені між фінансовою групою Lehman Brothers і інвестиційною групою MCH Private Equity [19]. Компанія одержала популярність завдяки розробленим нею оригінальним технічним концепціям, що добре прижилися в Іспанії. Згодом вона освоїла випуск цілого ряду пасажирського рухомого складу (аж до високошвидкісного) і вийшла на міжнародний ринок, не припиняючи пошук нових технічних рішень. Основні виробничі потужності, "мозковий центр" і адміністративні підрозділи компанії розміщені в Лас-Матасі на північному заході мадридської агломерації. Тут щомісяця випускається від чотирьох до п'яти вагонів, з яких потім формуються поїзди різних типів і складеності.

Головним (але не єдиним) споживачем продукції Talgo є компанія RENFE. Для рухомого складу, який будується компанією Talgo, характерні зменшені масо габаритні параметри, покращені ходові характеристики, низьке споживання паливно-енергетичних ресурсів і екологічна чистота [33].

Початок діяльності компанії було покладено знайомством інженера А. Гойкоечеа з фінансистом Х.Л. Оріолем. На невеликому підприємстві в Онаті (Країна басків) у 1942 р. вони виготовили для Мадрида перший полегшений дизель-поїзд зчленованого типу з малогабаритних вагонів (рис. 3.29), який дістав назву Talgo I (від ісп. Tren Articulado Ligero Goicoechea Oriol). Тоді ж було організовано будівництво подібних поїздів на заводі компанії American Car & Foundry в Уілмінгтоні (США, штат Делавер) за іспанською технологією, яка була вперше введена на зовнішні ринки. Потім з'явилися поїзди наступних поколінь, із вагонами з примусовим нахилом кузова, що здатні проходити криві з підвищеною швидкістю (за технологією Talgo Pendular), а також поїзди за технологією Cambio de Ancho, які можуть обертатися на лініях з різною шириною колії. Поїзди

Talgo формуються з вагонів різних класів, у тому числі вагонів з підвищеним рівнем комфорту і розширеним діапазоном послуг для пасажирів. Це можуть бути так звані потяги-готелі *Treinhotel*, призначені для обслуговування міжнародних сполучень (у тому числі нічних). Але більшу частину парку становлять поїзди для обслуговування регіональних і міжміських сполучень з місцями для сидіння. Конструктивна концепція поїздів Talgo багато в чому пояснюється складними умовами експлуатації. В основному вони обумовлені топографічними особливостями Піренейського півострова, через які залізниці Іспанії характеризуються великою кількістю крутих підйомів і кривих малого радіуса, що викликає певні труднощі щодо обертання поїздів великої довжини і маси [36].

Фірмові концепції поїздів Talgo засновані на таких принципах:

- короткі кузови вагонів полегшеної конструкції, які виготовляються в основному з алюмінієвих сплавів;
- постійна зчленованість вагонів поїзда, які не розчіпляються між собою;
- обпирання суміжних вагонів на загальні одноосьові візки, які розташовані під вузлами зчленування;
- незалежне обертання коліс на осях або на власних півосях;
- наявність пристроїв, що можуть забезпечувати оптимальне положення колісних пар у рейковій колії;
- невелика висота кузовів для зниження центра ваги.

За рахунок усього цього в поїздах Talgo досягаються покращені ходові властивості вагонів і їх оптимальна "прохідність". Всі ці нововведення забезпечують незначний вплив на колію і можливість підвищення швидкості руху поїздів. На базі цієї концепції в 1950 р. на тому самому американському заводі компанії *American Car and Foundry* розпочали будівництво дизель-поїздів наступного покоління - сімейства Talgo II, вагони яких з метою підвищення рівня комфорту для пасажирів оснащували установками кондиціонування повітря, а до складу поїздів включали вагони-ресторани. У ході дослідних випробувань ці поїзди розвивали швидкість до 145 км/год. Поїзди Talgo II у різних модифікаціях (у тому числі за зовнішнім виглядом і

кількісними варіантами) вагонів отримали широке розповсюдження на залізницях США. Вони експлуатувалися різними, існуючими на той час залізничними компаніями в міжрегіональних швидкісних (для того часу) сполученнях на таких напрямках, як Нью-Йорк-Бостон, Чикаго-Пеорія та ін. У регулярній експлуатації в Іспанії вони використовувалися починаючи з 1950 р., спочатку на маршруті Мадрид-Андай, а потім за напрямками до Барселони і Валенсії. Адміністрація RENFE була досить задоволена результатами цих експлуатаційних випробувань і тому вирішила закуповувати в компанії Talgo більшу частину її продукції. Це плідне взаємовигідне співробітництво машинобудівної компанії з компанією-оператором триває й по сьогодні. Підйом економіки країни і різке зростання попиту на туристичні перевезення починаючи з 1960-х рр. докорінно змінили ситуацію на залізницях Іспанії. Компанія Talgo відразу скористалася цим покращенням умов у період промислового розвитку для подальшого вдосконалення своїх технологій стосовно поїздів переважно на локомотивній тязі. Так, у 1964 р. з'явилися поїзди сімейства Talgo III. Для будування рухомого складу чергового покоління, замовлення на який постійно зростали, компанії були необхідні нові виробничі потужності в Іспанії, і тому було вирішено створити завод у Ривабельосі. На моторних вагонах дизель-поїздів (які, за своєю суттю, являють собою тепловози і за габаритами наближені до причіпних пасажирських вагонів) стали встановлювати дизельні двигуни компанії Krauss Mafei (Німеччина). Крім того, розглядалася можливість застосування електричної тяги. У ході випробувань поїзди Talgo III досягали швидкості 200 км/год. Для того щоб ці поїзди можна було експлуатувати в міжнародних сполученнях (варто мати на увазі, що на залізницях Іспанії та інших країн Західної Європи ширина колії різна - відповідно 1668 і 1435 мм), у 1968 р. частину вагонів оснастили розсувними колісними парами за технологією Talgo RD. Відповідно до цієї технології при зміні колії колеса на осях вагонів переміщуються в потрібне положення при проходженні зі швидкістю до 15 км/год на спеціальних стаціонарних стендах, якими були обладнані прикордонні станції Андай і Порт Бу. При

цьому в поїздах здійснювалася заміна локомотивів, тому що тепловозів і електровозів з розсувними колісними парами на той час ще не було. Перші такі поїзди в міжнародних сполученнях (вагони яких відрізнялися сріблястим фарбуванням з поздовжніми червоними смугами) були уведені в експлуатацію на маршрутах Мадрид-Париж і Барселона-Женева. Потім вони поширилися й на інші маршрути. Цим фірмовим поїздам, як правило, присвоювалися імена видатних діячів іспанської культури, таких, як Франсиско Гойя, Пабло Казальс та ін. Приблизно в цей же час обидві компанії Talgo і RENFE увійшли до об'єднання Trans Europ Express (TEE), яке було створено в 1957 р., а в 1984 р. перетворене в загальноєвропейську мережу міжнародних сполучень Euro City. Поїзди Talgo III будувалися до 1980 р. Останнім часом вони поступово виводяться з експлуатації і замінюються новим рухомим складом. Наступний етап у науково-дослідній і проектно-конструкторській діяльності компанії розпочався в 1980 р., коли на поїздах, що складаються з вагонів сімейств Talgo IV, Talgo V, Talgo VI і Talgo 200, розпочали застосування технологій пасивного нахилу кузовів Talgo Pendular. Такий нахил кузовів вагонів у кривих ділянках колії дозволяє зменшити відцентрові сили і тим самим підвищити швидкість руху поїздів, а також рівень комфорту для пасажирів. Поїзди зазначених типів (вагони яких пофарбовані в біло-блакитні кольори) зараз експлуатуються у сполученнях різних категорій як на залізницях Іспанії, так і залізницях інших країн Західної Європи (у тому числі в міжнародних). З них, зокрема, формуються потяги-готелі для обслуговування маршрутів великої довжини. Крім Європи, поїзди різних поколінь із використанням технології Talgo Pendular продаються в країни інших континентів.

На початку 1980-х рр. спочатку у Франції, а потім і в інших країнах Західної Європи з'явилися високошвидкісні лінії. Не залишилися осторонь і залізниці Іспанії. Перша в країні високошвидкісна лінія нормальної колії Мадрид-Севілья, на якій обертаються електропоїзди будівництва компанії Alstom, була уведена в експлуатацію в 1992 р. Для цього компанія Talgo запропонувала рухомий склад свого будівництва, до якого належать причіпні пасажирські вагони для зчленованих поїздів на

локомотивній тязі, кінцеві моторні й проміжні причіпні пасажирські вагони для зчленованих електропоїздів. До нового сімейства Talgo VII належать вагони для поїздів Talgo 250, Talgo 350 і Talgo XXI. Електропоїзди Talgo 250, яким RENFE присвоїла серійне позначення S130, розраховані на обертання як на звичайних, так і швидкісних і високошвидкісних лініях. Їхні моторні вагони оснащені силовим електрообладнанням, створеним компанією Bombardier. Електропоїзди Talgo 250 виконані двосистемними (3 кВ постійного та 25 кВ, 50 Гц змінного струму), а всі вагони, як моторні, так і причіпні, оснащені розсувними колісними парами та пасивною системою нахилу кузовів. Вони мають конструкційну швидкість 250 км/год.

На основі використання своїх оригінальних технічних рішень компанія Talgo протягом вже більше 60 років добре вписується в сучасні вимоги щодо рухомого складу для пасажирських сполучень різних категорій, створивши цілий ряд пасажирських вагонів.

У їх числі можна згадати вагони для потягів-готелів, придбаних компанією-оператором GEIE Elipsos, створеною спільно з RENFE і Національним товариством залізниць Франції (SNCF) для обслуговування нічних сполучень між Іспанією й Францією.

Велика увага приділяється фірмовому технічному обслуговуванню та ремонту рухомого складу. Компанія Talgo за рахунок цього гарантує досить тривалий термін служби, тому деякі поїзди досить давньої будови можна бачити на лініях і сьогодні. Починаючи з 1950-х рр. Talgo здійснює роботи, пов'язані з обточкою колісних пар без викочування з-під вагонів на підпільних токарних верстатах, виявленням несправностей вузлів і деталей з використанням різних методів неруйнівного контролю (дефектоскопії) та ін., на підприємствах власних філій і в депо компаній операторів як усередині країни, так і за межами Іспанії.

Окремого згадування заслуговує підтриманий міністерством промисловості Іспанії проект Travsa (Tren de alta velocidad con cambio ancho) зі створення першого у світі повністю універсального (розрахованого на рух по лініях різної колії,

електрифікованих за різними системами електропостачання) електровоза з конструкційною швидкістю 260 км/год, для якого Talgo спроектувала зовсім новий моторний візок типу Brava з розсувними колісними парами. Конструктивна концепція візка Brava була згодом використана при створенні електропоїзда Talgo 250 (S130).

На цей час рухомий склад компанії Talgo, крім Іспанії експлуатується на залізницях ще 12 країн Європи, Америки й Азії, зокрема у 2009 р. залізниці Узбекистану замовили компанії RENFE партію вагонів Talgo 250 для обслуговування швидкісного сполучення за маршрутом Ташкент-Самарканд.

Починаючи з 2003 р. нічні поїзди з вагонів Talgo, побудованих із застосуванням технології Talgo Pendular, експлуатуються у швидкісному сполученні Астана-Алмати в Казахстані. Відстань, яка приблизно складає 1340 км між столицею й найбільшим містом країни, ці поїзди долають за 12 год 35 хв, у той час як іншим поїздам для цього потрібно близько 22 год. Таке істотне підвищення швидкості стало можливим завдяки невеликому впливу вагонів Talgo на колію. Воно досягнуто без великих інвестицій у покращення інфраструктури (найбільш значущим заходом у цьому плані стала заміна на більшій частині маршруту ланкової колії безстиковою). На підставі цього урядом Казахстану на початку 2010 р. було прийнято рішення щодо побудови в країні заводу з виготовлення пасажирських вагонів з використанням технологій і комплектуючих виробів компанії Talgo.

3.6.2. Високошвидкісний рухомий склад Іспанії

Поїзд Talgo I не пішов у серію, оскільки він слугував тільки прототипом. Але при цьому ним встановлено два рекорди швидкості для Іспанії. У жовтні 1942 р. на ділянці Мадрид-Гвадалахара цим поїздом була досягнута швидкість 115 км/год, а в січні 1944 р. на ділянці Авілла-Мадрид поїзд Talgo I розігнався до швидкості 135 км/год [33].

Поїзд Talgo I мав такі особливості:

- два суміжних кузови вагона спиралися на одну колісну пару з незалежними одне від одного колесами;
- кузов складається з двох симетричних поздовжніх половин у вигляді ферм з легких сплавів, що мають підвищену жорсткість у поздовжньому й поперечному напрямках і збираються лише після кріплення зовнішньої обшивки;
- крісла для пасажирів виконані похилими за типом літакових;
- закритими суцільними вікнами вагона внаслідок застосування кондиціонування повітря;
- освітлення здійснюється за допомогою трубчастих люмінесцентних ламп.

Основною конструктивною особливістю поїзда Talgo I є те, що кузов його вагона являє собою твердий рівнобедрений трикутник висотою 7,15 м. На основі цього трикутника розташована єдина колісна пара вагона, а його вершина знаходиться в середній частині колісної пари сусіднього вагона [6]. Таким чином, рами вагонів з їхніми колісними парами створюють ланцюг, який складається з ланок, на яку діє тільки сила тяги. У той же час вага кузова з вагою пасажирів і багажем передається безпосередньо на осі колісних пар через пружні підвіски, на які діють тільки вертикальні сили (рис. 3.26).

Така конструкція дозволяє кожній осі колісної пари, що є незмінно прикріпленою до середньої частини осі, розташованої перед нею, змінювати під її впливом своє положення у кривій залізничної колії.

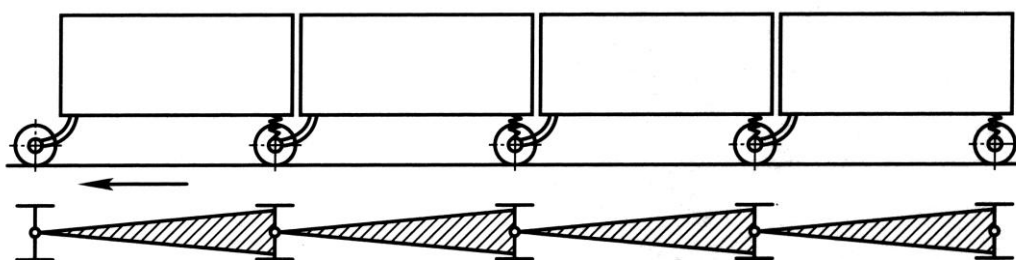


Рис. 3.26. Схематичне зображення поїзда Talgo I.

Замість схеми з використанням рівнобедрених трикутників з однаковими основами можна побудувати іншу, у якій всі

поздовжні осі різних вагонів поїзда будуть утворювати у кривій ділянці залізничної колії боки правильного багатокутника (рис. 3.27 і 3.28). Кожна з колісних пар, що є перпендикулярною до стінки вагона і такою, що знаходиться попереду за рухом поїзда, буде створювати кривий негативний кут величиною α , який буде дорівнювати куту між площиною колеса й головкою рейки. Отже, відцентрова сила буде притискати до головки рейки ту ділянку гребеня колеса, яка знаходиться за точкою дотику колеса з головкою рейки, а не ділянку, що знаходиться попереду цієї точки. У результаті цього, незалежно від навантаження на колесо, повністю усувається небезпека сходу колеса з рейки. Все це дає можливість максимально зменшити вагу вагона й значно підвищити швидкість його руху. Однак кут повороту другого колеса відносно внутрішньої рейки виявляється при цьому ще більш несприятливим. Але на великих швидкостях руху поїзда не доводиться побоюватися якого-небудь контакту гребеня з внутрішньою рейкою кривої, який в інших умовах взаємодії колеса з рейкою міг би вважатися небезпечним.

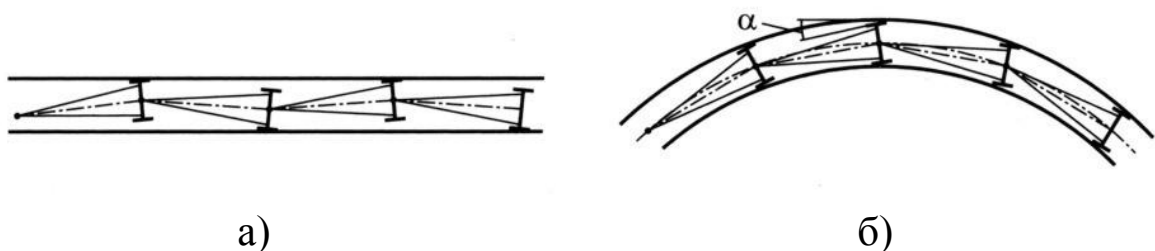


Рис. 3.27. Розташування осей колісних пар під час руху поїзда Talgo I: а - на прямих ділянках залізничної колії; б - у кривих ділянках залізничної колії.

Крім того, опущена середня частина вигнутої осі колісної пари дає можливість розмістити між колесами підлогу вагона на висоті до 450 мм над головками рейок, що сприяє зниженню центра його ваги приблизно до 1,0 м від головки рейки та підвищенню стійкості від поперечного перекидання при високих швидкостях руху і значній силі вітру.

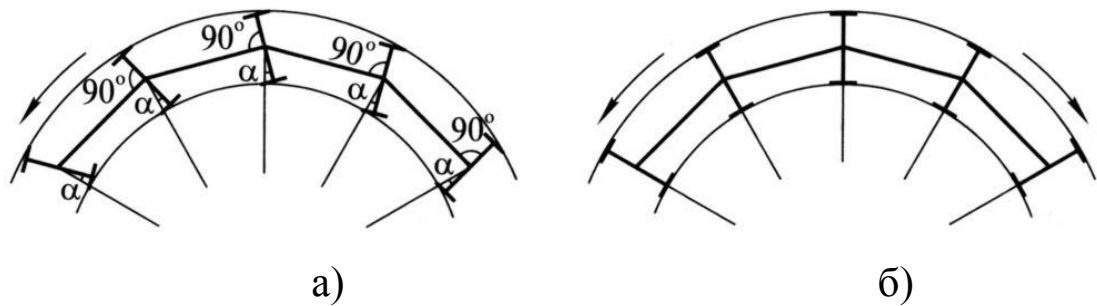


Рис. 3.28. Положення осей колісних пар у кривих ділянках залізничної колії: а - при використанні рівнобедрених трикутників з однаковими основами; б - при використанні правильного багатокутника.

Гарне вписування у криві ділянки колії наведених вище коротких ланок ланцюга, що складається з рівнобедрених трикутників або сторін багатокутника, значно полегшує проходження поїздом Talgo I кривих малого радіуса з великими швидкостями руху (рис. 3.29).

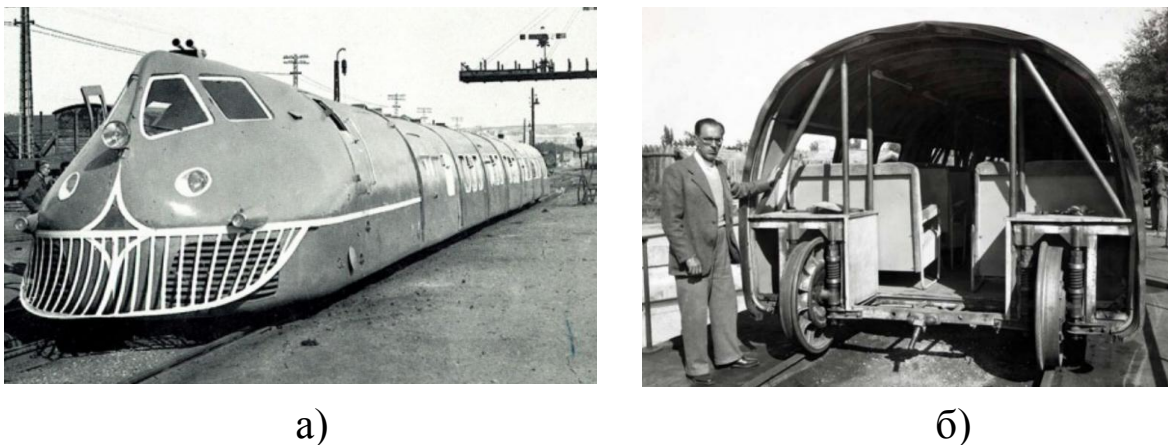


Рис. 3.29. Загальний вигляд дизель-поїзда Talgo I (а) і конструктор А. Гойкоєча із частиною поїзда Talgo I (б).

У 1964 р. був уведений до регулярної експлуатації поїзд Talgo III з розсувними колісними парами для роботи на коліях з різною величиною ширини - 1435 і 1668 мм.

Локомотивом для цього поїзда став тепловоз серії 2000Т. У червні 1966 р. уперше в Іспанії в ході пробних випробувань на ділянці Севілья-Лос-Росалес цей поїзд досягнув максимальної швидкості руху 200 км/год, а в травні 1972 р. поїзд Talgo III з

тепловозом серії Renfe 3005T досягнув максимальної швидкості 222 км/год на ділянці Мадрид-Барселона [33].

У 1980 р. в Іспанії були проведені випробування перших дослідних поїздів типу Talgo Pendular з пасивною системою примусового нахилу кузова в кривих ділянках залізничної колії, а починаючи з 2002 р. в експлуатації на залізницях Іспанії знаходяться серійні пасажирські поїзди Talgo Pendular 200 (рис. 3.30 а). На маршруті Мадрид-Кордова-Малага поїзд рухається по високошвидкісній магістралі з шириною колії 1435 мм, а потім переходить на залізничну лінію з шириною колії 1668 мм і продовжує рух з меншою швидкістю до Малаги [6].

Для закордонних маршрутів у Францію, Італію, Швейцарію поїзди формуються з вагонів з місцями для сидіння та спальних вагонів з одно-, дво- і тримісними купе з окремими туалетними кімнатами з умивальниками, унітазами й душовими кабінами. У такий поїзд у цьому випадку включаються також вагон-ресторан на 30 пасажирів і вагон з буфетом.

У 1987-1991 рр. на основі поїзда TGV-A (Франція) іспанські й французькі фахівці створили високошвидкісний пасажирський поїзд типу AVE (рис. 3.30 б). Поїзд складається з двох електровозів подвійного живлення (на напругу 3,0 кВ постійного струму і 25 кВ змінного струму з частотою 50 Гц) і восьми причіпних вагонів для максимальної швидкості 300 км/год [31]. Поїзд має довжину 200 м, загальну потужність тягових електродвигунів електровозів 8800 кВт, кількість місць для пасажирів - 329. Цей поїзд трохи відрізняється від французького прототипу зовнішнім виглядом, більш вишуканим внутрішнім дизайном і має причіпні пасажирські вагони трьох класів.

Починаючи з 1999 р. почалася експлуатація нових високошвидкісних електропоїздів серії 490 Alaris (рис. 3.31) постійного струму напругою 3,0 кВ на залізничній магістралі Мадрид-Валенсія з шириною колії 1668 мм. Цей поїзд має пасивну систему примусового нахилу кузова вагонів у кривих і складається з одного причіпного та двох моторних вагонів із сумарною потужністю 2040 кВт. Він розвиває максимальну швидкість 220 км/год і має навантаження від колісної пари на рейки - 150 кН. Можлива експлуатація двох або трьох таких

поїздів в одному складі з управлінням за системою багатьох одиниць.

У 2001 р. завершилися випробування пасажирського поїзда постійного формування нового покоління Talgo XXI як з тепловозом, так і з електровозом (рис. 3.32), призначеного для експлуатації на існуючих залізничних коліях з різною шириною колії з максимальною швидкістю руху 220 км/год [36].



а)



б)

Рис. 3.30. Високошвидкісний поїзд Talgo Pendular 200 (а) і високошвидкісний поїзд серії AVE (б).



Рис. 3.31. Високошвидкісний електропоїзд серії 490 Alaris.

Тепловоз серії 355 має гідравлічну передачу і дизель потужністю 1500 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1800 хв⁻¹, один двовісний візок у головній частині і один одноосьовий підтримуючий візок типу Talgo у задній частині кузова, яка у свою чергу зчленована з кузовом першого вагона

поїзда. Тепловоз із осьовим навантаженням 18 т має гідравлічні і фрикційні дискові гальма. Електровоз Talgo XXI має один двовісний моторний візок з тяговими електродвигунами сумарною потужністю 1600 кВт у головній частині та один двоохсьовий підтримуючий візок у задній частині.



а) б)
Рис. 3.32. Поїзд Talgo XXI з тепловозом (а) і електровозом (б).

У візках локомотивів обох типів встановлені колісні пари з розсувними колесами, що дозволяє всьому поїзду переходити в повному складі з колії однієї ширини на колію іншої ширини без зміни локомотивів на прикордонних станціях, що було неможливо в поїздах Talgo перших конструкцій.

На базі електричного варіанта поїзда Talgo XXI компанією Patentes Talgo спроектований новий високошвидкісний поїзд для спеціалізованих ліній з максимальною швидкістю 350 км/год, який у дослідному рейсі на лінії Мадрид-Севілья розвинув максимальну швидкість руху 359 км/год [33].

Для експлуатації на високошвидкісній залізничній магістралі Мадрид-Барселона призначені електропоїзди серій AVE S100 (S101), AVE S102 (Talго 350) і AVE S103 (Velaro E). Ця магістраль характеризується значними перепадами висот. Окремі її ділянки проходять на висоті 1200 м над рівнем моря й тут узимку можливе створення тривалих періодів з низькою температурою. Для Мадрида характерна низька вологість повітря, а для Барселони - висока. Тому системи опалення й кондиціювання повітря в пасажирських салонах вагонів електропоїздів повинні забезпечувати підтримання комфортних

умов при температурі зовнішнього повітря від -20°C до $+50^{\circ}\text{C}$ і значних коливаннях його вологості [68].

Електропоїзд серії AVE S100 (S101), зображений на рис. 3.33 а, призначений для експлуатації на електрифікованих лініях постійного струму напругою 3 кВ і змінного струму напругою 25 кВ із частотою 50 Гц. Він проектувався на основі французького поїзда TGV-A. Тому істотних відмінностей між ними нема. У квітні 1992 р. ці електропоїзди почали постійно експлуатуватися на високошвидкісній магістралі Мадрид-Севілья.

На високошвидкісних магістралях Мадрид-Леріда й Мадрид-Уеска з шириною колії 1435 мм і контактною мережею змінного струму з напругою 25 кВ із частотою 50 Гц на цей час успішно експлуатуються високошвидкісні поїзди серії AVE S102 (Talgo 350). Зовнішній вигляд поїзда серії AVE S102 (Talgo 350) показано на рис. 3.33 б.



Рис. 3.33. Електропоїзд серії AVE S100 (а) і електропоїзд серії AVE S102 або Talgo 350 (б).

Електропоїзд серії AVE S103 (Velaro E), показаний на рис. 3.34 а, розрахований на 404 пасажери. Він є модифікацією відомого електропоїзда серії ICE3, який добре зарекомендував себе в Німеччині та інших європейських країнах. Оскільки високошвидкісна магістраль Мадрид-Барселона розрахована на рух з максимальною експлуатаційною швидкістю 350 км/год, швидкість руху електропоїзда серії AVE S103 (Velaro E) була збільшена з 330 до 350 км/год, що викликало посилення й зміни ряду вузлів і деталей вагонів електропоїзда. Однак у конструкції електропоїзда збережено основні технічні рішення, які

застосовуються на електропоїздах-прототипах ICE3, що експлуатуються в Німеччині. Електропоїзд AVE S103 (Velaro E) сформований із чотирьох моторних і чотирьох причіпних вагонів з осьовим навантаженням 16 т, об'єднаних у два базових модулі по чотири вагони. Сумарна тягова потужність електродвигунів дорівнює 8800 кВт. Все обладнання, включаючи головні трансформатори і перетворювачі на ГТО-тиристорах з водяним охолодженням, розміщено під кузовом вагонів. Кожний асинхронний тяговий електродвигун має тривалу потужність 550 кВт (усього на електропоїзді 16 електродвигунів).

Компанією CAF для іспанських залізниць побудовано електропоїзд серії AVE S120 (ATPRD), показаний на рис. 3.34 б, розрахований на 238 сидячих місць із максимальною швидкістю руху 250 км/год. Він призначений для обертання на високошвидкісних залізничних магістралях, електрифікованих на постійному струмі напругою 3,0 кВ і змінному струмі напругою 25 кВ із частотою 50 Гц. Колісні пари з розсувними колесами на осі дають можливість експлуатувати електропоїзд на залізницях різної ширини (1668, 1520 і 1435 мм) без перекочування візків. Електропоїзд складається з чотирьох моторних вагонів з двовісними візками, у яких ведучими колісними парами є тільки внутрішні. Асинхронні тягові електродвигуни підвішені до кузова вагона, а обертальний момент передається на колісну пару за допомогою карданного вала і редуктора, який закріплений на візку.

Останньою розробкою компанії Talgo є створення у 2015 році високошвидкісного поїзда AVRIL (рис. 3.35). У ньому поєднується висока швидкість руху, низьке енергоспоживання й максимальна місткість [31].

Унікальний дизайн коротких вагонів Talgo і зчленоване з'єднання його вагонів дозволяють будувати поїзди AVRIL з більш широкими й просторними кузовами в повній відповідності з припустимими габаритними обрисами рухомого складу.



а)



б)

Рис. 3.34. Високошвидкісний поїзд серії AVE S103 або Velaro E (а) і електропоїзд серії AVE S120 або ATPRD (б).



а)



б)

Рис. 3.35. Високошвидкісний іспанський поїзд AVRIL:
а - загальний вигляд поїзда; б - салон вагона 2-го класу.

Конструкційна швидкість поїзда AVRIL становить 365 км/год. Поїзд складається із двох головних вагонів (електровозів) і 12 пасажирських вагонів. Кількість пасажирів 600. Довжина поїзда становить 201,9 м. Потужність поїзда складає 8800 кВт. Живлення силового обладнання поїзда здійснюється від контактної мережі змінного струму 25 кВ частотою 50 Гц. Поїзд обладнаний розсувними колісними парами на ширину 1435 і 1668 мм.

3.7. Швидкісні поїзди Америки

3.7.1. Основні передумови створення швидкісного руху в США

Сполучені Штати Америки, які залишались країною з найрозвиненішою залізничною мережею у світі (близько 230 тис. км), до кінця ХХ ст. не мали швидкісних магістралей. До кінця 1913 р. залізнична мережа в США становила близько 410 тис. км. У зв'язку з бурхливим розвитком інших видів транспорту і злиттям залізничних ліній, у результаті ліквідації багатьох побудованих приватними компаніями паралельних магістралей, а також ліквідації малодіяльних залізничних ділянок мережа залізниць США до початку ХХІ ст. скоротилася майже у два рази. Втрати американських залізничних компаній на залізничних перевезеннях у середині 1950-х рр. становили 700 млн за рік. За останні 50 років автомобільні й авіаційні перевезення пасажирів зайняли в США домінуюче положення, а залізничне пасажирське сполучення, за винятком приміських перевезень, практично припинилося. Люди всі частіше віддавали перевагу автомобільному й повітряному сполученню. Як не дивно, але найяскравіша й найнезвичайніша спроба повернути пасажирів у залізничні поїзди була розпочата автомобільним гігантом General Motors [33].

У США на цей час регулярне швидкісне залізничне пасажирське сполучення поки що приживається дуже повільно, хоча проєктів і досліджень у цьому напрямку зроблено досить багато. Головними причинами цього є високі початкові витрати на будівництво швидкісних магістралей і рухомого складу, а також традиційно висока надійність вже наявних і надійно працюючих тривалий час авіаційних і автомобільних транспортних систем. Однак у багатьох регіонах країни на даний момент дедалі стає все більш очевидним, що останні ресурси транспортних пасажирських систем, які стали звичними, майже повністю вичерпані. Середній американський громадянин, який їздить регулярно на роботу з пригородів великих міст на власному автомобілі або на суспільному пасажирському транспорті, за

місяць знаходиться у пробках до 38 год. Авіапасажири в чергах на перевірку багажу та очікуючи зльоту літаків проводять більше часу, ніж у польоті.

Проведені розрахунки показали, що при дальності перевезення пасажирів до 700 км, наприклад між Бостоном і Балтимором, час прямування поїзда на магнітному підвішуванні складає 2 год 54 хв, колісного поїзда - 4 год 35 хв. Витрата енергії поїзда на магнітному підвішуванні складає 21,5 кВт·год, а колісного поїзда - 21,8 кВт·год. Викиди вуглекислого газу в атмосферу відповідно дорівнюють 13,175 і 13,420 кг. Час на прямування звичайного пасажирського поїзда з тепловозною тягою складає 7 год 5 хв, витрата енергії - 49,3 кВт·год, викиди вуглекислого газу в атмосферу 12,865 кг. Час у дорозі на літаку дорівнює 2 год 20 хв (включаючи годину на реєстрацію), витрата енергії - 59,4 кВт·год, викиди вуглекислого газу в атмосферу - 29,645 кг. Час на проїзд автомобіля - 7 год 6 хв, витрата енергії - 62,7 кВт·год (тільки водій без пасажирів), викиди в атмосферу вуглекислого газу - 21 565 кг. Величини щодо витрати енергії та викидів вуглекислого газу розраховувались виходячи з умов перевезення одного пасажиря на довжину 100 км.

Таким чином, подальша частка американських швидкісних залізничних пасажирських поїздів залежить, як завжди, від грошей і політики. Адміністрація федеральних залізниць США, керівництво країни поки що не дуже активно впроваджують у життя ідею швидкісного і високошвидкісного руху залізничних пасажирських поїздів, міркуючи, що гроші краще витратити на спорудження нових автомобільних магістралей, аеропортів, на суспільний пасажирський транспорт тощо. З іншого боку, адміністрація переконана, що пасажирський залізничний транспорт буде відігравати у США серйозну роль лише в тому випадку, коли поїзди будуть їздити досить швидко і частково розвантажувати місцеву авіацію. Оскільки реальні строки реалізації проектів швидкісних поїздів відкладаються на досить далеке майбутнє, багато авторитетних осіб у сфері залізничного транспорту наполягають на оперативній реалізації тих "швидких" технологій, які дозволили б підвищити швидкість пасажирських поїздів на вже наявних залізничних лініях. Наприклад, у системах

типу Positive Train Control, розроблених компанією General Electric. За допомогою даних супутникової навігації можна підтримувати стабільну дистанцію між пасажирськими поїздами, що рухаються один за одним та оперативно зупиняти їх в аварійних ситуаціях. Подібні системи вже використовуються при експлуатації швидкісних вантажних поїздів. Вони допомагають забезпечити безпечний рух і пасажирських поїздів при швидкостях руху до 240 км/год.

На цей час на території США існують 11 основних залізничних коридорів, які модернізуються та готуються до пропускання по них швидкісних і високошвидкісних поїздів. Передбачається, що в існуючих коридорах, таких як, наприклад, залізнична мережа Каліфорнії, найближчим часом може бути реалізоване регулярне сполучення високошвидкісних пасажирських поїздів з максимальною швидкістю руху до 270 км/год [35].

3.7.2. Пасажирський рухомий склад США

На залізницях США до появи швидкісних поїздів спочатку експлуатувалися звичайні пасажирські поїзди в основному двох типів [33]:

- важкі поїзди вагою до 1100 т із тепловозною тягою, які складались з вагонів звичайного типу;
- легкі поїзди з тепловозною тягою, які складаються з полегшених вагонів нової конструкції.

Вагони поїздів першого типу відрізнялися високим комфортом. Кілька вагонів поїзда мали відділення зв'язку для забезпечення під час поїздки здійснення радіотелефонних переговорів з містами США і Європи. Для залучення туристів у пасажирських поїздах були вагони з широкими вікнами та скляними куполами на даху для огляду місцевості, вагони-салони, вагони-ресторани, вагони-кафе. Однак розвиток цього швидкісного руху відбувався ізольовано від інших пасажирських сполучень, в основному за напрямками, на яких велася жорстка конкурентна боротьба з іншими видами транспорту. Необхідність постійного поліпшення комфортабельності пасажирських вагонів

швидкісних поїздів призвела до того, що звичайні пасажирські вагони майже зовсім не будувалися, а створення висококомфортабельних нових вагонів здійснювалось за окремими проектами, дрібними партіями та обходилося досить дорого. Тому в американських залізничних компаній з'явилося прагнення до стандартизації внутрішнього планування вагонів для швидкісних пасажирських поїздів. У результаті були побудовані такі швидкісні поїзди: з тепловозною тягою типу Aerotrain компанії General Motors; типу "X" ("Експлорер"); типу Talgo зі зчленованими вагонами і типу "Піонер III".

У середині 1950-х рр. для залучення пасажирів на залізничний транспорт було вирішено створити новий пасажирський поїзд, який вважався б більш швидким (з максимальною експлуатаційною швидкістю руху до 160 км/год), комфортабельним і, головне, більш економічним, щоб можна було знизити ціни на квитки. За проектування такого поїзда узялася компанія General Motors, яка на той час давно займалася залізничною тематикою (локомотиви, вагони), а також автомобілебудуванням. Крім того, інженери цієї компанії завжди намагалися випередити свій час завдяки концептуальним розробкам, до яких можна віднести і її пасажирські "поїзди майбутнього", які були для того часу передовими й насамперед знаменитими зі стилістичної точки зору. Шефом-дизайнером нового поїзда був Чарльз Джордан, пізніше - відомий творець цілого ряду яскравих концептуальних і серійних автомобілів. Під його керівництвом і був спроектований пасажирський поїзд GV Aerotrain або LWT-12. Це був, мабуть, найбільш "автомобільний" поїзд у світі, тому що кабіна машиніста тепловоза, яка виступає над його корпусом, разюче нагадувала верхню частину легкового автомобіля (рис. 3.36). Поїзд був представлений для широкої публіки в 1955 році і відразу всіх уразив своїми формами. Навіть овальна виїмка попереду нагадувала концепт автомобіля Buick LeSabre [72].



Рис. 3.36. Пасажирський поїзд Aerotrain (1957 р.).

Останній вагон поїзда мав "стабілізатори" або "плавники", які були схожі на відповідні автомобільні аксесуари. Тепловоз і вагони поїзда були зроблені в основному з алюмінієвих сплавів, за винятком рами, яка була сталевною.

Поїзд складався з тепловоза і 10 пасажирських вагонів і був розрахований на 400 місць. Салон кожного вагона міг вмістити до 40 пасажирів і нагадував салон автобуса. Навіть для багажу були зроблені відсіки під підлогою вагона з доступом до них зовні, як у міжміських автобусах. Два вагони поїзда важили приблизно на 50% менше, ніж існуючі на той час спальні вагони на 80 людей, а центр ваги їх знаходився нижче, ніж у звичайного пасажирського вагона. У результаті цього поліпшувалися динамічні характеристики вагонів, особливо при високих швидкостях руху. Дизель типу 12-567 мав потужність 884 кВт і був побудований компанією General Motors. Привод коліс здійснювався за допомогою електричної передачі. Тепловоз витрачав 306 л палива на 100 км за рахунок малої ваги поїзда та гарної аеродинаміки. На тепловозі спереду знаходився моторний двовісний візок, а позаду - підтримуючий одновісний візок. Основними елементами суцільнозварної рами тепловоза були опущені вниз, між візками, два двотаври хребтової балки, які підтримувала кузов, кабінку машиніста і обладнання тепловоза. Два торцевих бруси, що спиралися на ці балки, слугували додатковими опорами кабінки

машиніста, кузова та тонкої сталеві торцевої обшивки кузова тепловоза.

Усього було побудовано три таких пасажирських поїзди, які працювали деякий час на залізничних лініях Чикаго-Детройт і Лос-Анжелес-Лас-Вегас. Хоча преса та залізничники називали на той час цей поїзд "поїздом мрії", "новою ерою" або "революцією на рейках", пасажери швидко зневірилися в цих визначеннях. З'ясувалося, що проектувальники невдало сконструювали ресорне підвішування вагонів. Легкий вагон цього поїзда з короткою базою сильно виляв на високій швидкості. Через це квитків на цей поїзд люди купували усе менше й менше. Тому перші два перевізники пасажирів, що взяли собі поїзди Aerotrain, досить швидко повернули їх компанії General Motors. Останній із цих футуристичних поїздів, який експлуатувався в пригороді Чикаго, був практично зданий у металобрухт у 1966 р. Однак ідеї, втілені в новаторському пасажирському поїзді GM Aerotrain, не пропали даремно. Пізніше вони знайшли застосування в інших поїздах світу - обтічних поїздах з гарною аеродинамікою та вагонам, які були зроблені з алюмінієвих сплавів.

Роботи з підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів вище 200 км/год посилені темпами проводяться в США і дотепер. Рекордна швидкість руху 296 км/год була встановлена в 1966 р. при русі одиночного вагона типу Jet Train із двома авіаційними турбореактивними двигунами Pratt & Whitney PW 150 потужністю 3,676 тис. кВт із силою тяги 2268 кг. Ці двигуни були встановлені на даху вагона (рис. 3.37). Цим вагоном керував помічник компанії New York Central Railroad Дон Уетцель, який вже в 1999 р. розповідав, що все це зроблене в ті часи було черговою легковажною ідеєю. Розмови велися в основному про рекордну швидкість руху та дослідження реактивного руху. Спочатку передбачалося, що двигуни будуть розміщені позаду вагона, як у розробках компанії "Бадд". Проект реактивного вагона був готовий в 1965 р., а в 1966 р. йому був дано "зелене світло". Через 30 днів вагон був готовий до випробувань на звичайних залізничних коліях у супроводі літака [33].

Спеціалісти в той час стверджували, що такий локомотив набагато легше тепловозів, швидше розганяється, екологічно

чистіший (викидів CO₂ на 30% менше, ніж у тепловозів). Однак американські фахівці вважали тоді, що такий само рушійний вагон не є прототипом майбутніх високошвидкісних вагонів або поїздів. Він розглядався тільки як вагон-лабораторія для дослідження питань безпеки руху, комфорту пасажирів і опору руху при високих швидкостях по залізничній колії типової конструкції.



Рис. 3.37. Високошвидкісний вагон з реактивною тягою на даху "Чорний жук".

Пасажирський поїзд типу "Х" (рис. 3.38 а), був побудований фірмою "Пульман" і призначений для експлуатації на залізниці Нью-Йорк Централ. Він складався з дев'яти вагонів (один - двовісний і вісім - одновісних) і тепловоза. Вісь одновісного вагона знаходилася під одним з його кінців. Вільний (не вісний) кінець вагона спирався на осьовий кінець сусіднього вагона. Отже, у складі поїзда з дев'яти вагонів було лише 10 осей. Двовісний вагон міг знаходитися в будь-якому місці поїзда, але повинен був обов'язково зчіплюватися з не вісним кінцем одновісного вагону [33].

Позитивні результати експлуатації пасажирських поїздів Talgo в Іспанії спонукали фахівців американських залізниць пристосувати іспанську конструкцію до умов експлуатації на залізницях США (рис. 3.38 б). У результаті цього з'явився зчленований зчеп для швидкісного руху на залізничних лініях Чикаго-Піорія та Нью-Йорк-Бостон [6].

Для водіння поїзда застосовується один тепловоз у голові поїзда або два тепловози (у голові й хвості поїзда) з електричною лінією управління режимами роботи, яка проходить уздовж

всього поїзда. На відміну від іспанської конструкції, цей зчеп не повністю зчленований. Зчленованими є тільки вагони, обладнані по кінцях автозчепами, пружними перехідними площадками з гармошками та відповідними пристроями для гальмової магістралі і міжвагонного електрообладнання. Вагони мають крісла для сидіння, але конструкція кузова вагона дозволяє також обладнувати в ньому пасажирський салон зі спальними місцями і ресторан. Така стандартизація конструкції кузова дозволила знизити вартість побудови при переході на серійно-масове виробництво цих вагонів.



а)



б)

Рис. 3.38. Пасажирський поїзд типу "X" (а) і зчленований зчеп вагонів Talgo з тепловозом (б).

Для швидкісного руху на залізницях США також застосовували газотурбінні пасажирські поїзди з примусовим нахилом кузова вагона в кривих ділянках залізничної колії [64]. Так за замовленням залізниць США й Канади фірмою "Юнайтед Ейр-крафт" був побудований тривагонний (два моторних і один причіпний вагони) турбопоїзд із механічною передачею для максимальної швидкості руху 250 км/год. При проектуванні цього поїзда ставилось завдання одержати високі аеродинамічні якості, знизити вагу тари, забезпечити рух у кривих ділянках залізничної колії зі швидкостями, близькими до максимальних, зменшити вартість експлуатації і ремонту при високому рівні комфорту для пасажирів (рис. 3.39).

Під час будівництва вагонів турбопоїзда широко використовувалися досягнення авіаційної промисловості. Кузов вагона був виготовлений з легких сплавів і набором шпангоутів

на поздовжніх балках. Незважаючи на невелику масу кузова, була досягнута його висока міцність (стискальне поздовжнє зусилля 363 т) і висока жорсткість конструкції. У ресорному підвішуванні вагонів поїзда застосована маятникова система, яка в поєднанні зі зниженим на 254 мм центром маси вагона забезпечує підвищення швидкості проходження кривих ділянок залізничної колії на 30% порівняно зі звичайними типами залізничного рухомого складу.



Рис. 3.39. Загальний вигляд турбопоїзда.

При русі в кривих зі швидкістю 200 км/год поперечне прискорення кузова вагона не перевищувало 0,01g. Кузови суміжних вагонів у місцях їх зчленування спираються на одновісний візок. Застосування телескопічного напрямного пристрою забезпечувало радіальне устанавлення колісних пар у кривих ділянках колії. Конструкція турбопоїзда разом з отриманими аеродинамічними якостями та порівняно невеликою вагою забезпечувала зниження опору руху поїзда порівняно з іншими відомими типами рухомого складу.

Одним з напрямків інтенсифікації використання газотурбінної установки на залізничному транспорті є застосування альтернативних видів палива. Визначено, що газотурбінні установки є ідеально прийнятними для використання зрідженого природного стисненого газу і метанолу. Виконані в США дослідження з витрати палива турбопоїздами на швидкісній лінії довжиною 370 км показали, що при роботі газотурбінної установки на зрідженому природному газі вартість палива за одну поїздку становить 0,61 вартості при роботі на

дизельному паливі, а також величини пробігу, який складає 0,9 при однаковій місткості паливних баків.

Починаючи з 1967 р. між Вашингтоном, Філадельфією і Нью-Йорком, у яких мешкає до 20% населення та розташовано близько 30% всіх промислових підприємств США, знаходиться у експлуатації електропоїзд Metroliner (рис. 3.40 а) зі встановленою швидкістю до 200 км/год (конструкційна швидкість - 256 км/год). Електропоїзд може працювати на однофазному змінному струмі напругою 11 кВ з частотою 25 Гц і напругою 25 кВ з частотою 60 Гц [33].

Для США компаніями Bombardier і Alstom були побудовані перші електропоїзди з системою примусового нахилу кузова в кривих для максимальної швидкості руху 240 км/год. Нові електропоїзди одержали фірмову назву Acela Express (рис. 3.40 б). Електропоїзд призначений для експлуатації на єдиній в США високошвидкісній залізничній лінії Бостон-Вашингтон довжиною 720 км із шириною колії 1435 мм. Електропоїзд довжиною 202 м має 300 місць для пасажирів. Він складається з двох кінцевих моторних вагонів (електровозів) із загальною потужністю тягових електродвигунів 4600 кВт і шести причіпних проміжних вагонів з гідравлічною системою примусового нахилу кузова в кривих ділянках залізничної колії. Поїзд Acela Express є трисистемним із трифазними асинхронними тяговими двигунами і з рекуперативним гальмом. Він може працювати від контактної мережі змінного струму напругою 12 кВ з частотою 60 Гц, 12 кВ з частотою 25 Гц і 25 кВ з частотою 60 Гц. Перемикання з однієї на іншу систему струму здійснюється автоматично під час руху поїзда.

Компанія Amtrak також замовила в 1996 р. машинобудівним заводам США будівництво двох демонстраційних пасажирських поїздів з тепловозною тягою для максимальної швидкості руху 220 км/год і 18 нових високошвидкісних електровозів для заміни електровозів серії АЕМ-7. Перша партія з 12 електропоїздів, вагони яких мають примусовий нахил кузова в кривих ділянках залізничної колії, була уведена в постійну експлуатацію у 2000 р.



а)



б)

Рис. 3.40. Швидкісні електропоїзди: а – Metroliner;
б - Acela Express.

Сьогодні на лінії між Вашингтоном і Бостоном виконана комплексна реконструкція залізничної колії з випрямленням ряду кривих ділянок колії та будівництвом декількох нових штучних споруд, проведена модернізація контактної мережі з метою підвищення руху пасажирських поїздів зі швидкостями до 300 км/год і вище.

3.8. Високошвидкісні поїзди Китаю

З початку ХХІ ст. у Китаї спостерігається бум високошвидкісного залізничного будівництва. Підтримка держави і спеціальних заходів економічного стимулювання сприяють швидкому розвитку цього виду транспорту. До кінця 2017 р. довжина функціонуючих магістралей перевищила 22 тис. км, що склало понад 60% від загальної довжини діючих високошвидкісних залізниць у світі. На сьогодні в Китаї експлуатується понад 2600 високошвидкісних поїздів [63].

У технологічному плані організація високошвидкісного залізничного сполучення здійснюється за рахунок угод про передачу Китаю технологій від закордонних виробників, таких як Bombardier, Alstom і Kawasaki. Переймаючи закордонні технології, Китай активно створює на їх основі власні розробки.

У Китаї високошвидкісні магістралі за швидкістю руху поїздів поділяються за такими категоріями:

1 категорія - від 200 до 250 км/год;

2 категорія - від 250 до 350 км/год;

3 категорія - понад 350 км/год.

Слід зазначити, що в Китаї продовжують безупинно будуватися нові високошвидкісні залізничні магістралі.

Як приклад можна навести високошвидкісну лінію Wu Guang (Ухань-Гуанчжоу) довжиною 1068 км, яка була відкрита у 2011 р. й спроектована для руху з максимальною швидкістю 350 км/год. Вона зараз є найбільшою у світі та має найбільшу довжину з усіх існуючих у Китаї високошвидкісних ліній. Сьогодні з міста Ухань до Гуанчжоу можна доїхати не за десять годин, як раніше, а лише за 2 год 58 хв. Вартість проїзду складає від 70 до 114 доларів в один кінець. На цій магістралі, яка проходить паралельно діючій лінії Пекін-Гуанчжоу, високошвидкісні пасажирські поїзди експлуатуються з максимальною швидкістю руху - 300 км/год. На ній збудовано 16 пасажирських проміжних станцій, які значно впливають на розвиток прилеглих до них територій.

З інженерної точки зору нові високошвидкісні залізничні лінії становлять для Китаю видатну реалізацію будівництва високошвидкісних залізничних ліній. У жодній країні світу високошвидкісну лінію великої довжини не будували в рамках єдиного проекту. За цей час побудовано 625 мостів загальною довжиною 362 км (найдовший міст - 9720 м) і 221 тунель загальною довжиною 163 км (найдовший тунель - 10340 м). Високошвидкісні залізничні лінії електрифіковані за системою 2×25 кВ з автотрансформаторами, а для управління рухом поїздів розроблена спеціальна система на базі європейської ETCS.

Хронологія розвитку й впровадження високошвидкісних поїздів Китаю виглядає таким чином [63].

Перший високошвидкісний поїзд CRH1 (скорочено від China Railway High-speed – Китайський залізничний високошвидкісний поїзд) був розроблений разом з компанією Bombardier (рис. 3.41). За основу цього поїзда прийнято швидкісний поїзд Regina, який постачався фірмою Bombardier у Швецію. Його експлуатаційна швидкість складає 200 км/год, а максимальна становить 250 км/год.

Високошвидкісний поїзд CRH2 розроблений разом з японською компанією Nippon Foundation (рис. 3.42 а). Експлуатаційна швидкість складає 200 км/год, а максимальна становить 250 км/год. Надалі на його основі Китаєм була самостійно розроблена модифікація CRH2С з експлуатаційною швидкістю понад 300 км/год та максимальною швидкістю 350 км/год.

Високошвидкісний поїзд CRH3 розроблений разом з компанією Siemens AG на платформі Velaro (рис. 3.42 б). Експлуатаційна швидкість 350 км/год, а максимальна становить 380 км/год.

Восьмивагонний електропоїзд, який одержав серійне позначення CRH5, має асиметричну конфігурацію і складається з кінцевого моторного, проміжного моторного, двох проміжних причіпних і одного проміжного моторного вагона з осьовим навантаженням 17 т (рис. 3.43 а). Електропоїзд розрахований на максимальну швидкість руху 200 км/год та експлуатацію при температурі навколишнього середовища від +40°C до -25°C. Він має довжину 212 м, масу 492 т і може розмістити 625 пасажирів. При загальній потужності тягових електродвигунів 5500 кВт і питомій потужності (відносно маси електропоїзда) 11 кВт/т електропоїзд може розвивати при рушанні з місця силу тяги 302 кН і забезпечувати розгін до швидкості 80 км/год із прискоренням 0,5 м/с².



Рис. 3.41. Перший китайський високошвидкісний поїзд CRH1.

Високошвидкісний поїзд CRH6 розроблений безпосередньо в Китаї (рис. 3.43 б). Він уведений в експлуатацію у 2013 р. Поїзд в основному призначений для приміського сполучення. Залежно від модифікації його експлуатаційна швидкість може становити 140, 160 і 200 км/год (відповідно моделі CRH6S, CRH6F і CRH6A), а кількість вагонів у поїзді може становити 3, 4, 6, 8, 16 і 20 при максимальній його довжині 201,4 м.

Високошвидкісний поїзд CRH380A, що знаходиться в експлуатації з 2010 р., розроблений у Китаї самостійно (рис. 3.44 а). За його основу взятий зразок високошвидкісного поїзда CRH3. Експлуатаційна швидкість 350 км/год, а максимальна - 380 км/год.



а)



б)

Рис. 3.42. Високошвидкісні поїзди CRH2 (а) і CRH3 (б).

Високошвидкісний поїзд CRH380B розроблений на основі технологій поїзда Siemens AG типу Velaro моделі ICE3 (рис. 3.44 б). Він уведений в експлуатацію в 2012 р. Експлуатаційна швидкість становить 380 км/год, а конструкційна - 400 км/год.

Високошвидкісний поїзд CRH380C розроблений на основі технологій поїздів CRH3 і CRH380B та розпочав експлуатацію у 2013 р. Його експлуатаційна швидкість складає 380 км/год, а конструкційна становить 400 км/год (рис. 3.44 в).

Високошвидкісний поїзд CRH380D (рис. 3.44 г) розроблений на основі технологій поїзда Zefiro компанії Bombardier і введений у експлуатацію в 2014 р. Його експлуатаційна швидкість складає 380 км/год, а конструкційна - 400 км/год.



а)



б)

Рис. 3.43. Високошвидкісні поїзди CRH5 (а) і CRH6 (б).



а)



б)



в)



г)

Рис. 3.44. Високошвидкісні поїзди: CRH380A (а), CRH380B (б), CRH380C (в) і CRH380D (г).

У Китаї також виконується розроблення спеціалізованого високошвидкісного рухомого складу як власної розробки та будування з використанням європейських технологій, так і спільної із закордонними партнерами. Високошвидкісний поїзд

СJ1 є самостійною китайською розробкою (рис. 3.45). Він будується китайською компанією Changchun Railway Vehicles. Власними розробками також є високошвидкісні поїзди CR400AF і CR400BF (рис. 3.46).

У 2017 р. в комерційну експлуатацію в Китаї запусканий ще один з високошвидкісних поїздів "Фусін" (Fuxing - "Відродження"), який теж є власною розробкою. Він долає відстань у 1200 кілометрів між Пекіном і Шанхаєм зі швидкістю до 350 км/год (рис. 3.47).



Рис. 3.45. Високошвидкісний поїзд СJ1 власної розробки та будування.



а)



б)

Рис. 3.46. Високошвидкісні поїзди CR400AF (а) і CR400BF (б).

У 2001 р. між Шанхаєм і міжнародним аеропортом Пудонг була побудована високошвидкісна лінія для поїздів на магнітному підвісі з використанням німецької технології Transrapid (рис. 3.48). Вартість лінії довжиною 31 км склала 1,2 млрд дол. США. Будівництво спеціальної залізничної колії на естакаді разом з

німецькими фахівцями в складних геологічних умовах (таких, як слабкий ґрунт і підземні води) тривало 18 місяців, а на будівлю вагонів у Німеччині для всіх запланованих поїздів витрачено 22 місяці.



Рис. 3.47. Презентація високошвидкісного поїзда "Фусін".

Під час його випробувань була досягнута максимальна швидкість руху 501 км/год. Естакадний шлях цієї високошвидкісної лінії має 24 тис. палів, які занурювались на глибину до 30 м, а в деяких місцях навіть до 70 м. На сьогодні ця високошвидкісна лінія є єдиною у світі комерційною ділянкою на магнітному підвісі.



Рис. 3.48. Високошвидкісний поїзд "Transrapid".

В останній час китайська аерокосмічна наукова й промислова корпорація (CASIC) оголосила про власне розроблення транспортної системи HyperFlight з максимальною швидкістю руху поїздів 4000 км/год (рис. 3.49). Це приблизно в десять разів вище, ніж швидкість нинішніх високошвидкісних поїздів і в п'ять разів швидше, ніж швидкість авіатранспорту. Так було заявлено у 2017 р. на Третньому китайському міжнародному комерційному аерокосмічному форумі в Ухані.

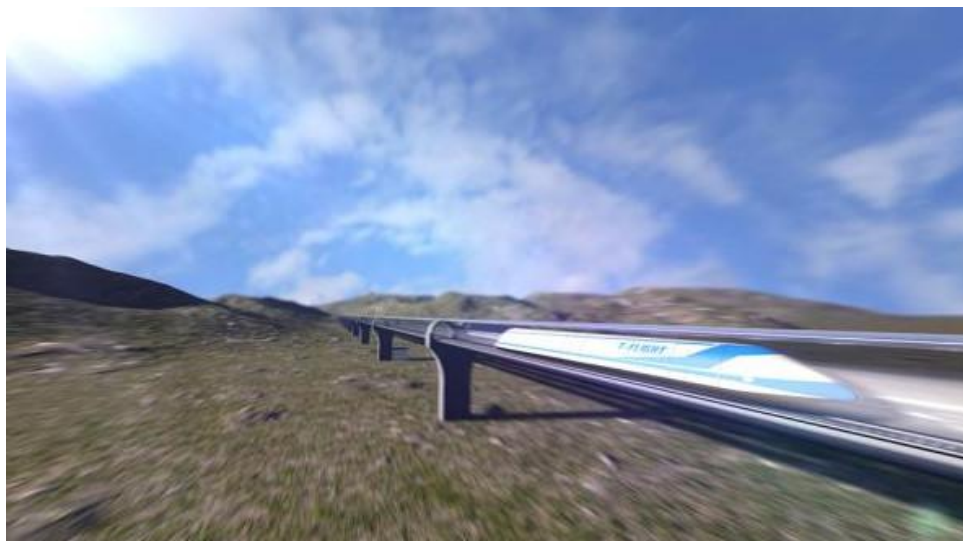


Рис. 3.49. Проект системи HyperFlight.

Проектом передбачається, що програма HyperFlight буде розвиватися у три етапи. На першому етапі буде побудована внутрішня регіональна мережа між китайськими містами зі швидкістю поїздів 1000 км/год. На другому етапі - національна мережа, яка з'єднає найбільші мегаполіси та кластери міст на швидкості 2000 км/год. На останньому третьому етапі передбачається розгорнута міжнародна мережа за китайським маршрутом, якому пропонується дати назву "Один пояс і один шлях", де поїзди зможуть розвивати швидкість до 4000 км/год. Ця транспортна система включає в себе поїзд, який має аеродинамічну форму, а його рух здійснюється на магнітній подушці усередині тунелю в середовищі з низьким вакуумом.

3.9. Високошвидкісні поїзди Росії

Залізнична магістраль, яка поєднала в 1851 р. Санкт-Петербург і Москву, для свого часу являла в інженерно-технічному відношенні одну з кращих залізниць світу. Її траса в основному прокладена прямою. Первісна довжина (до спорудження Верєб'їнського об'їзду) становила 644,3 км, що лише на 6,4 км (тобто на 1% довжини) довше геометричної прямої. Ця лінія між двома столицями стала полігоном для впровадження швидкісного руху в Росії [33].

Якщо говорити про історію розвитку швидкісних поїздів у СРСР, то можна сказати, що фактично, для цього був створений і випущений на залізницю лише один швидкісний поїзд - ЕР200 (рис. 3.50) [28]. У нього було тільки декілька модифікацій - ЕР200-1 і ЕР200-2.



Рис. 3.50. Швидкісний поїзд ЕР200.

Поїзд ЕР200 з'явився після того, як у 1967 році було затверджено завдання створити 14-вагонний електропоїзд постійного струму з напругою 3000 В і максимальною швидкістю не менше 200 км/год. Головним розробником електропоїзда стала Ризька філія ВНДІ вагонобудування. У цьому проекті брала участь значна кількість колективів і організацій. В ескізному проекті макета електроустаткування моторного вагона ЕР200 були використані результати досліджень, які виконувались різними

організаціями. І вже в 1969 р. був розроблений технічний проект ЕР200. Перший зразок електропоїзда був виготовлений у 1973 р. на Ризькому вагонобудівному заводі.

Тоді вперше в електровагонобудуванні була втілена ідея виготовлення нових візків з пневматичним центральним підвішуванням (установка пневматичних ресор), фрикційним дисковим і магніторейковим гальмами, кузов полегшеного типу з алюмінієвих сплавів, тиристорним регулятором тягових двигунів у режимах тяги й реостатного гальмування з електронним протиюзним і протибуксувальним захистом, а також двоступінчастим автоматичним регулятором струмоприймача. На поїзді була передбачена багатозначна автоматична сигналізація, автомашиніст, кондиціонування повітря, бар-буфет, інформаційна система в пасажирських салонах і ще багато чого нового (рис. 3.51).



а)



б)

Рис. 3.51. Загальний вид кабіни машиніста (а) і пасажирського салону швидкісного електропоїзда ЕР200 (б).

Випробування електропоїзда проводилося за двома програмами. Одна з них передбачала дослідження динамічних ходових показників, а друга - вивчення тягово-енергетичних параметрів. Під час проведення випробувань, які виконувались на лінії Ханська-Білореченська, була зафіксована максимальна швидкість поїзда - 210 км/год. Після цих випробувань електропоїзд був відправлений на доопрацювання. Після ретельної перевірки були усунуті деякі дефекти поїзда і його повторно випустили на випробування (цього разу вже на лінію

Москва-Ленінград). Щоб забезпечити проведення випробувань і подальшу експлуатацію ЕР200, була розроблена спеціальна інструкція. Під час проведення випробувань і досліджень у поїзді ЕР200 знайшли багато технічних недоробок. Проблема працездатності поїзда, наприклад, дуже проявлялася в зимову пору року. У нього виявилася досить ненадійною ізоляція електрообладнання.

Знову настало питання про доопрацювання конструкції поїзда. При цьому вже модернізували систему очищення повітря від снігу, який потрапляв до тягових електродвигунів під час руху поїзда. Також розробили нову систему ущільнення підвагонних ящиків і вхідних дверей вагонів, поставили додатковий захист електричних камер від каменів, які під час руху летять з насипу, зміцнили кришки машинного перетворювача та ін. Але всіма цими заходами остаточно вирішити проблему захисту повністю не вдалося.

Подальша регулярна експлуатація ЕР200 показала, що в нього є багато недоробок, які створюють значні перешкоди для швидкісного руху. Через деякий час ще виникло питання про капітальний ремонт ЕР200, а трохи пізніше було ухвалено рішення створити другий електропоїзд ЕР200-2. "Нащадок" електропоїзда ЕР200 виготовили в 1991 р. До його складу увійшло шість вагонів. Інші шість вагонів виготовлялися по два щорічно протягом 1992-1994 рр. Ці вагони надходили в локомотивне депо Ленінград-Пас-Московський з величезною недоробкою з електрообладнання, що природно позначалося на термінах їх уведення в експлуатацію. Таким чином, з урахуванням нових вагонів був сформований ще один шестивагонний поїзд ЕР200-1. Отже на лініях з'явилися три поїзди: ЕР200-1біс із новими головними вагонами на ділянці Москва-Ленінград, ЕР200-2 з виконанням наладки обладнання і його випробуванням та ЕР200-1 - шестивагонний поїзд на Новгород, який пускався тільки по вихідних днях. Кінцеві результати цих досліджень показали, що поїзд ЕР200-2 не рекомендується використовувати для пасажирських перевезень. Надалі він був відправлений на доопрацювання, за основу якої була прийнята конструкція системи поїзда ЕР200-1. Під час

проведення доопрацювання були розроблені як нові, так і модернізовані існуючі електронні блоки управління тиристорними регуляторами. А в поїзді ЕР200-2, крім того, у деповських умовах були замінені непрацездатні вузли і елементи електричних схем на нові, які позитивно зарекомендували себе при експлуатації поїзда ЕР200-1. Після закінчення модернізації ЕР200-2 був запущений у постійну експлуатацію, а ЕР200-1 відправлений у капітальний ремонт. Трохи згодом обидва електропоїзди були постійно допущені до експлуатації по три рази на тиждень.

За час недовгої постійної експлуатації технічний стан електропоїздів ЕР200-1 і ЕР200-2 погіршився настільки, що навіть капітальний ремонт виявився неможливим. У результаті цього швидкісні поїзди радянського часу остаточно зійшли з головної колії.

У той же період, коли проектувався й виготовлявся електропоїзд ЕР200, здійснювався проект ще одного швидкісного поїзда, який одержав назву "Російська трійка". Він був розрахований на швидкість до 200 км/год для лінії Ленінград-Москва. Було виготовлено 9 дослідних вагонів, які показали при випробуваннях непогані результати. Однак у постійній експлуатації поїзд "Російська трійка" так і не з'явився.

Починаючи з 1994 р. у Росії почала здійснюватися галузева програма розвитку швидкісного руху, відповідно до якої реалізуються проекти зі створення спеціального рухомого складу, зокрема електровозів ЕП10 і ЕП20 на дві системи живлення, електровоза ЕП200 на систему змінного струму, електровоза ЕП100 на систему постійного струму та пасажирських вагонів різного класу для швидкісного руху [33].

У 2000 р. було завершено створення електропоїзда нового покоління, який одержав назву "Сокіл-250" (рис. 3.52), розрахованого на максимальну швидкість руху до 250 км/год. Цей електропоїзд призначався для високошвидкісного руху на реконструйованих лініях, а в перспективі планувалося експлуатувати його зі швидкостями до 350 км/год [6].

Принциповим моментом визначення концепції поїзда "Сокіл-250" був вибір між локомотивною та мотор-вагонною

тягою. Вибір цієї концепції російського швидкісного поїзда був результатом тривалого й всебічного аналізу. На користь концепції розподіленої тяги вказувало кращі умови реалізації сили тяги (менші обмеження за зчепленням коліс з рейками); більша населеність поїзда при однаковій з локомотивним варіантом довжині; можливість у збільшених межах варіювати кількість вагонів у складі без зміни тягових показників поїзда.



Рис. 3.52. Високошвидкісний поїзд "Сокіл-250".

Електропоїзд "Сокіл-250" являв собою склад постійного формування з розподіленою тягою для експлуатації на електрифікованих лініях постійного струму напругою 3 кВ і змінного струму напругою 25 кВ з частотою 50 Гц. Базовий варіант складав дванадцятивагонний поїзд, сформований із чотирьох тривагонних секцій. Сумарна потужність такого поїзда у тривалому режимі складала 10800 кВт. Він був оснащений сучасним перетворювальним тяговим обладнанням і асинхронними тяговими двигунами. У 2001 р. цей дослідний поїзд у шестивагонному варіанті при проведенні випробувань на лінії Санкт-Петербург-Москва розвинув швидкість 236 км/год. При цьому питома витрата електроенергії на тягу електропоїздом "Сокіл-250" склала на 14,5% менше, ніж її питома витрата електропоїздом ЕР-200, а плавність ходу істотно покращилась. У цілому, приймальні і контрольні випробування електропоїзда "Сокіл-250" виявили деякі невідповідності технічним вимогам окремих систем та обладнання. З урахуванням результатів

контрольних випробувань було прийняте рішення не рекомендувати його подальшу експлуатацію з пасажирями.

Наступний розвиток високошвидкісних поїздів у Росії пов'язаний з компанією Siemens Transportation Systems (Німеччина). Ця компанія запропонувала свій модифікований варіант поїзда ICE3, який для Росії одержав серійне позначення Velaro Rus (рис. 3.53 а). Безпосередньо у Росії цей електропоїзд одержав назву "Сапсан" (EBC1) [33].

У цілому складеність, компоновання, конструкція основних вузлів, систем і агрегатів цього поїзда залишилися такими самими, як і в поїзді ICE3. Крім того, була урахована успішна експлуатація цього поїзда залізницями Німеччини. Було підкреслено, що поїзди ICE3 втілюють у собі останні досягнення в технологіях і комфорті для пасажирів [6].

Кістяк кузова вагона електропоїзда "Сапсан" являє собою цільну несучу зварну полегшену алюмінієву монококову конструкцію [79]. Він виготовлений з великогабаритних пресованих профілів. Головна частина поїзда також складається з комбінації фасонних профілів і листового алюмінію, які зварені між собою. На кістяку кузова через приварні точки й профілі кріпляться всі вузли електрообладнання поїзда.

Кістяк кузова у всіх вузлах досить міцний для запобігання зовнішнім факторам, що впливають на безпеку й комфорт. Міцність у зоні пасажирського салону і кабіни машиніста розрахована на стандартне навантаження 2000 кН.

Лакофарбове покриття є стійким до атмосферної корозії та виникаючих температурних перепадів. Це покриття складається з трьох шарів: ґрунтовки, проміжного шару та верхнього шару. З метою зменшення шуму і вібрації внутрішня сторона кузова покрита спеціальною ізоляцією, нанесеною за допомогою розпилювання.

Зовнішні двері, які встановлені по обидва боки вагонів, виконані у вигляді одностулкових горизонтально-притульно-зрушувальних вузлів з електричним приводом. У закритому стані дверні стулки знаходяться в одній площині з зовнішньою обшивкою кузова. Вони відкриваються в напрямку візків. Якщо двері не заблоковані машиністом, то під час стоянки поїзда вони

можуть бути приведені до дії за допомогою натискання спеціальної кнопки з тамбура. Існує також можливість аварійного відкривання дверей зовні та їх блокування зсередини.

Міжвагонні переходи повністю обмежуються стійкими до атмосферних впливів суфле, які містять у собі також огороження автозчепу та кабелю міжвагонного переходу. Тим самим забезпечується абсолютно безпечний перехід між вагонами.

Поїзд має пневматичне фрикційне гальмо з дисковими гальмами на колесах моторних візків і по три гальмових диски на кожній осі немоторних візків. Моторні візки під час гальмування можуть гальмуватися додатково за допомогою генераторного режиму роботи тягових двигунів. Використовується переважно генераторне гальмо, яке дозволяє подовжити термін роботи гальмових колодок. Застосування такого гальма дозволяє забезпечувати більш високий порівняно з пневматичним гальмом ступінь використання коефіцієнта тертя (0,15). Однак гальмова потужність генераторного гальма є ніби резервною для пневматичного фрикційного гальма. При використанні обох гальм при повністю завантаженому поїзді і можливому коефіцієнті тертя 0,13 у нижньому швидкісному діапазоні може бути досягнуто значення гальмового шляху 2430 м при 250 км/год і 1000 м при 160 км/год. Управління гальмуванням здійснюється за принципом автоматичного пневматичного гальма з електричним управлінням, при якому гальмове зусилля наростає при падаючому тиску в гальмовій магістралі. Для поліпшення динаміки управління автоматичними пневматичними гальмами в поїзді передбачені електропневматична керуюча магістраль і розподільні клапани з електропневматичним додатковим пристроєм. У вагонах є один (у середніх вагонах з перетворювачем - SW) або два (у всіх інших вагонах) блоки управління гальмами, які завдяки їх резервуванню та оптимальному розподілу завдань забезпечують швидке й ефективне гальмування.

Тягові компоненти поїзда рівномірно розподілені по всіх десяти вагонах поїзда. В обох половинах поїзда знаходяться автономно функціонуюче тягове обладнання. Кожне з них у свою чергу містить у собі два ідентичних тягових блоки. Тяговий блок

складається з одного тягового перетворювача, що включає в себе блок управління приводом (БУП), чотири паралельно підключених тягових двигуни, один вузол з гальмовим опором, а також перетворювачі власних потреб (ПВП) на тяговому проміжному контурі. У випадку виходу з ладу одного з тягових блоків він від'єднується, не впливаючи на роботу обладнання, яке залишилося в роботі. Тим самим поїзд може продовжувати рух із 75% встановленої для нього загальної тягової потужності і електричного гальмування.

На цей час високошвидкісні електропоїзди "Сапсан" експлуатуються на напрямках Москва-Санкт-Петербург і Москва-Нижній Новгород.

У 2010 р. відкрився високошвидкісний рух на ділянці Санкт-Петербург-Хельсінки [10]. Після проведення великого обсягу підготовчих робіт між Фінляндією й Росією почали курсувати високошвидкісні пасажирські електропоїзди Allegro (рис. 3.53 б). Експлуатація цих електропоїздів дозволив скоротити час у дорозі між Санкт-Петербургом і Хельсінки (довжиною 415 км) з 5 год 30 хв до 3 год 36 хв. Митний і паспортний контроль проводиться під час руху поїзда. Конструкційна швидкість поїздів Allegro складає 220 км/год. У ньому можуть розміститися 342 пасажери. На цей час щодобово знаходяться в експлуатації чотири електропоїзди Allegro.



а)



б)

Рис. 3.53. Високошвидкісні електропоїзди: а - "Сапсан"; б – Allegro.

Технічні вимоги на цей поїзд були розроблені спільно компанією VR-Group (Залізниця Фінляндії) і ВАТ "РЖД". Договір на поставку був укладений з компанією Alstom у 2007 р.

Електропоїзд Allegro (Sm6) спроектований і виготовлений на заводі Alstom в італійському місті Савільяно на основі лінійки поїздів New Pendolino і є спадкоємцем рухомого складу Pendolino, який використовується на фінських залізницях уже не один рік. Новий електропоїзд спроектований для експлуатації як на території Фінляндії, так і Росії та має дубльовані системи електропостачання, поїзної сигналізації й радіозв'язку.

Електропоїзд Allegro має спеціальне обладнання для посадки й поїздки двох осіб з обмеженими можливостями. Усі салони вагонів (першого і другого класів) обладнані шкіряними кріслами, оснащені аудіо системами і навушниками. Також ці салони обладнані регульованими пасажирськими кріслами, складними столиками, кишнями для газет і журналів, підставками для ніг і електричними розетками для живлення комп'ютерів і мобільних телефонів.

На електропоїзді Allegro застосована система подвійного живлення, яка дозволяє експлуатувати його з контактними мережами 25 кВ змінного струму частотою 50 Гц і 3 кВ постійного струму. Наявність у поїзда Allegro декількох незалежних тягових модулів гарантує високий рівень надійності і дублювання. Безперервність подачі живлення від контактного проводу забезпечується за допомогою спеціального струмоприймача, який жорстко спирається на непохилі балки візка. Це зроблено для нормальної роботи активної системи нахилу кузова вагона у кривих ділянках колії. Розташоване під кузовом тягове обладнання складається з трансформатора (для живлення від змінного струму) і IGBT-інвертора на біполярних транзисторах з ізолюваним затвором.

Наприкінці ХХ ст. на залізницях Росії виникла гостра потреба у двосистемних пасажирських електровозах з метою збільшення маршрутних швидкостей пасажирських поїздів і скорочення часу їх простою на станціях стикування різних видів струму. Використання двосистемних електровозів дозволяє не тільки скоротити час простою пасажирських поїздів, але й знизити експлуатаційні витрати завдяки відсутності необхідності зміни локомотивів. На підставі цього наприкінці 1990-х р. Новочеркаський електровозобудівельний завод разом з компанією

Adtranz створив двосистемний шестивісний пасажирський електровоз серії ЕП10 з асинхронним приводом. Він був потрібний для заміни на маршрутах застарілих електровозів ЧС7, ЧС8 і ЧС4т. Планувалося налагодити їх масовий випуск. Але у зв'язку з низькою надійністю ряду комплектуючих і застарілими технологіями від подальших закупівель даних локомотивів відмовилися. Тому в період 2005-2006 рр. була випущена лише обмежена партія в кількості 11 локомотивів. Через низьку надійність електровозів ЕП10 було визнано необхідним створення в Росії нового високошвидкісного пасажирського двосистемного електровоза. Цей локомотив був створений у 2011 р. на Новочеркаському електровозобудівельному заводі разом із французькою компанією Alstom і одержав позначення ЕП20 (рис. 3.54).



Рис. 3.54. Пасажирський високошвидкісний електровоз ЕП20.

Для нового електровоза були сконструйовані принципово нові вузли, такі як кузов, кабіна машиніста з креш-системою захисту, візки, асинхронні тягові електродвигуни, система управління й контролю, гальмове й механічне обладнання. Компанія Alstom доопрацювала тяговий інвертор відповідно до вимог російських стандартів і умов експлуатації [33].

На сьогодні високошвидкісний електровоз ЕП20 випускається серійно. Він призначений для водіння пасажирських поїздів, що складаються з 24 вагонів на електрифікованих як на однофазному змінному струмі промислової частоти 50 Гц із номінальною напругою 25 кВ, так і на постійному струмі з номінальною напругою 3 кВ. Конструкційна швидкість електровоза становить 200 км/год.

Електровоз ЕП20 є найбільш сучасною моделлю серед інших пасажирських електровозів на залізницях Росії.

У 2009 році ВАТ "РЖД" замовило компанії Siemens розроблення приміського двосистемного електропоїзда, який повинен бути адаптований до умов Росії. Нові поїзди планувалося використовувати в Сочі для приміських пасажирських перевезень під час зимових Олімпійських ігор 2014 р., а потім частково передавати їх на інші лінії для безпересадочного обслуговування маршрутів, які мають ділянки як зі змінним, так і постійним струмом. При проектуванні нового електропоїзда за основу була взята модель п'ятивагонних електропоїздів Siemens Desiro ML (рис. 3.55). Ці електропоїзди одержали позначення серії ЕС1 (електропоїзд Сіменс, 1-й тип). У цілому лінійка локалізованих для Росії поїздів Siemens Desiro RUS одержала комерційну назву "Ластівка"[33].



Рис. 3.55. Загальний вигляд швидкісного електропоїзда ЕС1 "Ластівка".

Необхідність появи двосистемного поїзда, обладнаного схемою автоматичного переходу з однієї системи на іншу, була викликана особливостями електрифікації залізничних ліній у регіоні проведення Олімпійських ігор. Історично основна залізнична мережа, яка пролягає на рівнинних ділянках уздовж узбережжя Чорного моря, у свій час була електрифікована постійним струмом напругою 3 кВ, як у той же час гірську ділянку Адлер-Червона Поляна (через крутість ухилів) було вирішено електрифікувати змінним струмом напругою 25 кВ із частотою 50 Гц. Тому поява на цих лініях двосистемних електропоїздів дозволяло організувати приміське залізничне сполучення за маршрутами, які включали до себе ділянки як постійного, так і змінного струму.

Сучасні технічні рішення, які були прийняті компанією Siemens при проектуванні нового електропоїзда EC1, постійно обговорювалися з широким колом фахівців профільних науково-дослідних інститутів і погоджувались із ВАТ "РЖД". Багато рішень у галузі конструкції свого поїзда фахівці компанії Siemens запозичили в російських фахівців, які займалися організацією високошвидкісного сполучення в Росії, а також із свого досвіду щодо створення високошвидкісних електропоїздів Velaro RUS для Росії. Зокрема базова платформа електропоїзда Desiro ML була адаптована до нових умов експлуатації на залізницях із шириною колії 1520 мм та в умовах суворої російської зими. Складні топографічні умови регіону проведення Олімпійських ігор висували підвищені вимоги до систем автогальмового й тягового обладнання. У зв'язку з цим електропоїзди були спроектовані з урахуванням забезпечення безпечної експлуатації гірського режиму на ділянках з керівними уклонами до 40 %.

У березні 2011 р. було створено сумісне підприємство для виробництва цих електропоїздів у Росії. Воно було організовано на заводі "Уральські локомотиви" у місті Верхня Пишма (Свердловська область). На цьому підприємстві починаючи з 2014 р. електропоїзди розпочали випускати серійно. Вони одержали позначення серії EC2M.

Всі електропоїзди "Ластівка" мають п'ять різних типів виконання.

1-й тип ЕС1 - електропоїзд двосистемного живлення постійним струмом 3 кВ і змінним струмом 25 кВ 50 Гц. Він має два варіанти салону:

- приміського та регіонального виконання 3-го класу;
- міжрегіонального виконання підвищеної комфортності 1 і 2 класів.

2-й тип ЕС2М - електропоїзд тільки постійного струму на напругу 3 кВ. Він має три варіанти салону:

- приміського та регіонального виконання;
- міського виконання зі зменшеною кількістю сидячих місць і салонних поручнів;
- міжрегіонального виконання підвищеної комфортності, із салонами 1, 2 і 3 класів (випущений тільки 1 поїзд цієї серії).

Впроваджена на поїздах ЕС1 та ЕС2 "Ластівка" сучасна система діагностики дозволяє збільшити міжремонтні пробіги. Спрощенню обслуговування, ремонту й зниженню вартості ремонтних робіт сприяє блочно-модульне компонування обладнання, яке дозволяє при усуненні несправності скоротити час простою за рахунок заміни блока, що відмовив, на справний.

Електропоїзди ЕС1 та ЕС2 мають п'ятивагонне виконання. Вони формується з вагонів трьох типів: моторних головних з кабіною управління (Мг), проміжних причіпних зі струмоприймачем (ПпС) і проміжних причіпних без струмоприймача (Пп). Поїзд формується за схемою Мг+ПпС+Пп+ПпС+Мг. За необхідності до його складу може бути включений додатковий шостий проміжний причіпний вагон без струмоприймача. Головні вагони поїзда є моторними, з осьовою формулою 2_0-2_0 .

Кузова вагонів виготовлені зі спеціальних алюмінієвих екструдованих профілів. Ця полегшена конструкція додатково посилена у зв'язку зі збільшенням габаритів і розрахована на навантаження при максимальній пасажиромісткості. Довжина головного вагона поїзда складає 26 м, довжина причіпного - 24,8 м, ширина вагона - 3,48 м, висота вагона - 4,85 м. Загальна довжина всього поїзда становить 126 м.

У 2016 р. на Тверському вагонобудівельному заводі був випущений швидкісний електропоїзд ЕГ2Тв постійного струму,

що отримав назву "Іволга" (рис. 3.56). Поїзд призначений для швидкісних приміських і міжміських перевезень і складається з 5 вагонів (двох моторних і трьох причіпних). Конструкційна швидкість ЕГ2Тв складає 160 км/год, прискорення розгону $0,96 \text{ м/с}^2$. Максимальна місткість поїзда складає 638 люд [85].



Рис. 3.56. Швидкісний приміський поїзд ЕГ2Тв "Іволга".

При створенні поїзда застосовані сучасні технології у сфері дизайну, електрообладнання та конструкції в цілому. Завдяки цим нововведенням він має переваги перед багатьма іншими російськими моделями, у тому числі в галузі ефективності та збільшеного до 40 років терміну служби.

Дизайни екстер'єру та інтер'єру розроблені дизайнерським бюро Integral Design and Development (Англія). На електропоїзді ЕГ2Тв на головних і проміжних вагонах застосовані модульні блоки системи пасивної безпеки (креш-модулі захисту), а також пневматичне підвішування візків (2-й ступінь).

У тяговому приводі електропоїзда застосовані асинхронні електродвигуни фірми TSA (Австрія), а в конструкції гальмової системи використані сполучені між собою електричне реостатно-рекуперативне гальмо та фрикційне дискове гальмо Knorr-Bremse (Німеччина), що забезпечує високу енергоефективність цього

поїзда в умовах коротких перегонів і частих розгонів і гальмувань.

Управління електропоїздом здійснюється безступінчастим електронним контролером, за допомогою якого машиніст може одночасно регулювати тягові й гальмові зусилля. Конструктивні елементи поїзда спроектовані з використанням модульного принципу, що дозволяє домогтися швидкої заміни вузлів і систем у випадку виникнення такої необхідності.

Необхідно виділити також комбінований швидкісний поїзд "Стриж", чотири поїзди якого знаходяться, починаючи з 2015 р., у постійній експлуатації між Москвою та Нижнім Новгородом, а з 2017 року за напрямком Москва-Берлін (рис. 3.57).

Поїзд складається з електровоза ЕП20 і причіпних вагонів Тальго-250, які виготовлені в Іспанії [85]. Він складається з 18 вагонів. На окремих ділянках обертання швидкість цього поїзда досягає 180 км/год. Вагони мають розсувні колісні пари, що дає змогу на прикордонній станції Брест (за допомогою спеціального стенду) заощаджувати значний час на підготовку поїзда в обох напрямках для руху на коліях різної ширини (1435 і 1520 мм).



Рис. 3.57. Швидкісний поїзд "Стриж" відправляється з Нижнього Новгорода.

Окремою рисою цього поїзда є наявність у голові та в кінці складу спеціальних вагонів з енергетичними установками, які забезпечують електроенергією весь поїзд. Кожні два причіпні вагони поїзда "Стриж" спираються на один візок з незалежними колісними парами за технологією Talgo.

Головною причиною, за якою була обрана кампанія Talgo для поставки цих поїздів для напрямку Москва-Берлін, стала наявність технології розсувних колісних пар. Ця технологія, розроблена Talgo більше п'ятдесяти років тому, зарекомендувала свою ефективність у багатьох країнах Європи. У рамках російського проекту система Talgo була адаптована для підвищення стійкості до низьких температур. Компанія Talgo також внесла ряд конструктивних змін у вагони для їх адаптації до технічних стандартів, що діють на території Європи та Росії.

3.10. Швидкісні поїзди України

InterCity+ (Інтерсіті плюс) - це клас швидкісних міжміських поїздів у ряді Європейських країн. Відмінною їх рисою є те, що вони здійснюють проміжні зупинки між кінцевими пунктами тільки у великих містах країни або на вузлових станціях. Саме це відрізняє поїзди класу Інтерсіті+ від приміських і пасажирських поїздів. Знак "плюс" позначає підвищену комфортність цих поїздів [33].

Назва Інтерсіті закріпилася за класом таких поїздів за аналогією з однойменним денним поїздом, який запровадили у Великобританії за маршрутом Лондон-Бірінгем у 1950 р. Це був комфортний швидкий фірмовий поїзд InterCity і саме назва цього поїзда вважається оригінальною, а всі наступні назви аналогічних поїздів Інтерсіті в різних країнах світу є тільки запозиченими.

В Україні поїзди Інтерсіті й Інтерсіті+ з'явилися завдяки підготовці країни до чемпіонату Євро-2012, незважаючи на те, що українська залізниця планувала впровадження швидкісних поїздів такого класу ще на початку минулого десятиліття. Так, однією зі спроб став поїзд "Столичний Експрес", який поєднав столицю Київ з Харковом і Дніпропетровськом, а пізніше й з Львовом. Час у дорозі цього експресу складав 5-7 год., що на той

момент було відмінною економією часу для багатьох пасажирів. Українська залізниця приймала рішення увести швидкісні міжміські поїзди і для інших напрямків, однак до 2007 р. ці пропозиції практично не реалізовувалися. Оскільки у 2007 р. стало відомо, що Україна прийме футбольні матчі Євро-2012, розвиток швидкісного руху поїздів було включено в стратегічний план підготовки саме до цього чемпіонату.

На початку грудня 2010 р. з південнокорейською фірмою Hyundai Rotem Corporation був підписаний договір про постачання і на початку грудня 2011 р. відбулася передача першого поїзду HRCS2-001 українським залізничникам, який стали називати Інтерсіті+ (рис. 3.58).

Поїзди цього класу розпочали свій рух по залізницях України 7 червня 2012 р.



Рис. 3.58. Електропоїзд Hyundai Rotem серії HRCS2.

Електропоїзд HRCS2 є двосистемним і призначений для перевезення пасажирів на електрифікованих ділянках залізниць із номінальною напругою в контактній мережі 25 кВ змінного струму з частотою 50 Гц та 3 кВ постійного струму. Експлуатаційна швидкість електропоїзда складає 160 км/год.

На кожному причіпному вагоні встановлено два асиметричних струмоприймачі виробництва компанії LEKOV і один головний трансформатор, від якого живляться перетворювачі двох сусідніх вагонів.

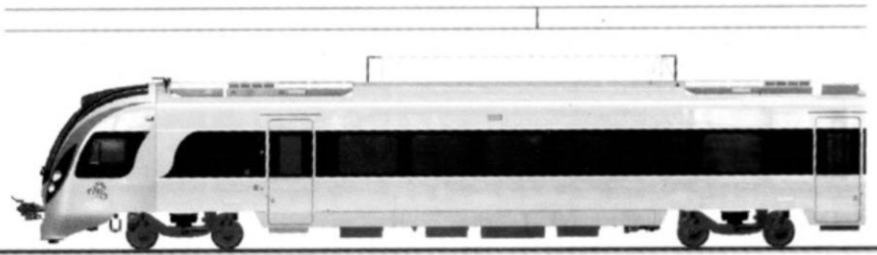
Кожний головний і моторний вагони мають по чотири асинхронних тягових електродвигуни номінальною потужністю 250 кВт. Двигуни поєднані в чотири паралельні групи і одержують живлення від чотириквadrантних перетворювачів і інверторів.

Кузови вагонів спираються на візки через пневматичні ресори. Крісла розташовані у вагонах другого класу за схемою 3+2, а у вагонах першого класу 2+2.

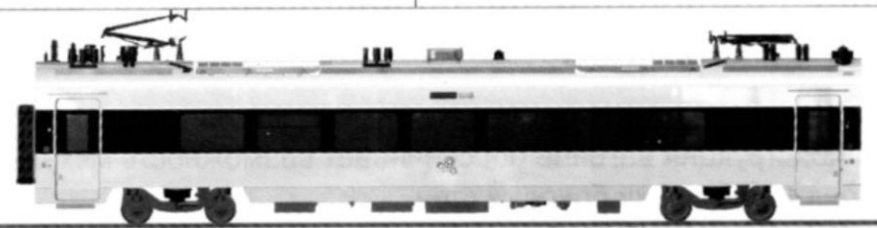
Електропоїзд формується з двох головних (МГ), трьох причіпних (П) і чотирьох моторних (МП) вагонів за схемою МГ+П+МП+МП+П+МП+МП+П+МГ. Типи вагонів електропоїзда наведені на рис. 3.59.

Кількість вагонів у складі електропоїзда - 9. Передбачено експлуатацію двох зчленованих поїздів. Поїзд HRCS2 має двокласне компонування вагонів: "перший клас" і "другий клас". Загальна кількість місць у поїзді — 579. Місця першого класу знаходяться у причіпних вагонах (три вагони по 56 місць кожний), а другого класу в шести моторних вагонах. Два місця для інвалідів знаходяться в першому головному вагоні.

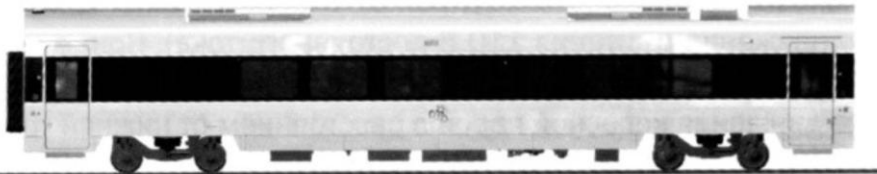
Після початку експлуатації поїздів HRCS2 у зимовий період виявилася велика кількість відмов у його системах. Це викликало численні затримки, неграфікові простої і, природно, справедливі дорікання пасажирів. Основною причиною поломок електропоїздів HRCS2 з'явилися в першу чергу погані погодні умови. У той же час основною проблемою, на думку спеціалістів Hyundai Rotem, є те, що поїзди були занадто швидко уведені до експлуатації в Україні. Тому основною проблемою, через яку поїзди почали виходили з ладу, стала відсутність проведення їх випробувань. Корейська фірма повинна була передати в Україну поїзди і провести їх випробування взимку без пасажирів. Але слід зазначити, що партія з 10 поїздів, які закупила Україна, є занадто малою, щоб для неї у Кореї спеціально будувався полігон для проведення випробувань.



Головний вагон з кабіною машиніста та салоном 2 класу



Причпний неоторний вагон із салоном 1 класу



Причпний моторний вагон із салоном 2 класу



Причпний моторний вагон з буфетом і салоном 2 класу

Рис. 3.59. Типи вагонів електропоїзда HRCS2.

В електропоїздах HRCS2 також виявилися недоліки в гальмовій системі, системі кондиціонування, повітряних компресорах, електричних перетворювачах для забезпечення власних потреб та ін. Деякі корейські механізми забракували вже українські фахівці. І щоб поїзд нормально працював, їх обладнували українськими запчастинами. Це стосується

гальмових накладок та окремих деталей струмоприймачів. Була протестована акумуляторна батарея українського виробництва, яка (за своїми параметрами) незначно відрізняється від фірмової. Однак збільшена її ємність потребувала окремих змін у відповідному обладнанні. Слід зазначити також і той факт, що українські запчастини використовуються через бажання здешевити процес обслуговування електропоїзда. У 2013 р. всі електропоїзди HRCS2 були відставлені від експлуатації через масову появу тріщин у шворневих вузлах вагонів. Після майже піврічної їх модернізації та усунення цієї проблеми всі електропоїзди HRCS2 знову були допущені до експлуатації.

Також у рамках підготовки до чемпіонату Європи з футболу українськими залізницями у 2012 р. були закуплені два чеські шестивагонні електропоїзди серії EJ 675 (рис. 3.60).



Рис. 3.60. Електропоїзд серії EJ 675.

Електропоїзд EJ 675 складається з шести вагонів. З них два - головних моторних з кабінами управління. Кількість місць - 636, з яких 46 - першого класу та 590 - другого класу. Місця першого класу розташовані на другому поверсі вагона, а місця другого класу знаходяться на нижніх ярусах. Електропоїзд здатний працювати як на постійному (3 кВ), так і змінному (25 кВ, 50 Гц) струмі. Візки головних вагонів є моторними та оснащені асинхронними тяговими електродвигунами. Чотири проміжні

вагони є безмоторними. Міжремонтні терміни EJ 675 збільшені в три рази порівняно з електропоїздами, які зараз експлуатуються на українських залізницях. Загальний термін експлуатації цього поїзда становить 40 років.

У 2014 р. Крюковський вагонобудівельний завод (КВБЗ) передав у рамках виконання лізингового договору Української залізничної швидкісної компанії два міжрегіональних двосистемних швидкісних електропоїзди ЕКр1-001 і ЕКр1-002 (рис. 3.61). Перший поїзд був відразу задіяний на маршруті Київ-Львів, а потім був відкритий другий маршрут Київ-Вінниця-Одеса.



Рис. 3.61. Швидкісний електропоїзд Екр1.

Ці електропоїзди, крім офіційного маркування ЕКр1, одержали комерційну назву "Тарпан". Їх творці впевнені, що ці машини будуть витривалими та такими ж міцними, швидкими і надійними, немов вільні степові коні - тарпани.

Міжрегіональний швидкісний двосистемний електропоїзд підвищеної комфортності серії Екр1 формується з 9 вагонів (двох головних і семи проміжних). Однак за бажанням замовника його складеність може бути змінена за кількістю і класністю вагонів. Він має 8 тягових двигунів із загальною номінальною потужністю тягового привода 4000 кВт. У режимі розгону поїзда потужність привода досягає 5280 кВт, що забезпечує йому високі динамічні якості.

Конструкційна швидкість електропоїзда складає 176 км/год, а експлуатаційна - 160 км/год. При незначному опрацюванні

швидкість електропоїзда ЕКр1 може бути збільшена до 220 км/год. Вперше в Україні електропоїзд обладнаний захисною креш-системою, яка розташовується в носовій частині головного вагона під пластиковим обтічником. Цей пристрій дозволяє зберегти електропоїзд і його пасажирів в аварійних ситуаціях (при зіткненні з перешкодою енергія удару гаситься спеціальними жертвоними зонами, поглинаючи до 2 МДж кінетичної енергії).

Електропоїзд має вагони першого, другого й туристичного класів. Він може перевозити 609 пасажирів, у тому числі й пасажирів в інвалідних візках. Всі внутрішні приміщення поїзда належать до житлової зони, тобто в будь-який час року у всіх приміщеннях забезпечується комфортна температура, включаючи тамбури та перехідні міжвагонні зони.

В одному з вагонів електропоїзда обладнаний бар. Для буфетного обслуговування пасажирів у вагонах застосована система харчування, аналогічна такій, що прийнята в цивільній авіації.

Кожний вагон обладнаний потужною власною акумуляторною батареєю, яка забезпечує тривалу підтримку працездатності обладнання та систем безпеки в аварійних ситуаціях. Якщо в результаті аварійної ситуації у вагоні його акумуляторна батарея вийде з ладу, живлення систем безпеки буде здійснюватися від сусіднього вагона, що значно підвищує живучість електропоїзда. У вагонах застосована електроповітряна система опалення.

Для виключення ситуації, при якій у зимовий час може бути відключене опалення, у конструкції поїзда реалізовано його подвійне резервування. Навіть при роботі одного трансформатора функції опалення зберігаються в повному обсязі.

Під час поїздки пасажири всіх вагонів інформуються за допомогою електронного табло. На ньому рухомим рядком вказується реальна швидкість руху, температура зовнішнього повітря, час у дорозі та встановлений час прибуття до пункту призначення. За вимогами замовника вагони поїзда можуть бути обладнані моніторами для перегляду відеопрограм та іншої спеціальної інформації. В електропоїзді встановлене також

обладнання, яке дозволяє організувати доступ до бездротового швидкісного Інтернету.

З метою забезпечення безпеки в кожному пасажирському салоні та кожному тамбурі встановлено відеокамери спостереження. Зображення з них записується на спеціальний сервер великої ємності, що дозволяє (якщо виникне потреба) переглянути всі події, які відбувалися під час руху за декілька діб. У поїзді застосовано входні двері притульно-зрушувальної конструкції, які забезпечують високу щільність. Разом із тим до них закладена функція, яка виключає защемлення пасажирів. Всі операції, пов'язані з відкриттям і закриттям дверей, супроводжуються голосовими повідомленнями.

Вагони поїзда обладнані прогресивними візками нової моделі виробництва КВБЗ, які забезпечують плавний рух і підвищений рівень комфортності.

Велика увага приділена інтер'єру кабіни машиніста і вагонів поїзда (рис. 3.62). Крісла першого й другого класів виконані з висувними подушками та необхідним регулюванням їх нахилу. Біля кожного крісла першого й другого класів розташовані розетки для заряджання мобільних телефонів або роботи ноутбуків. У салонах є спеціальні місця для об'ємного багажу та верхнього одягу.



а)



б)

Рис. 3.62. Кабіна машиніста (а) і салон (б) електропоїзда Екр1.

Кузови вагонів електропоїзда Екр1 виготовлені з нержавіючої сталі. Між вагонами встановлено жорсткі зчіпні пристрої, а самі міжвагонні переходи виконані герметичними. Поїзд має кліматичну систему нового покоління, вакуумні

туалети закритого типу, теплий тамбур та автоматичну діагностику усіх його систем.

Контрольні питання

1. За яким напрямком і як називається перша високошвидкісна магістраль у Франції?
2. Що передбачає французька концепція високошвидкісного поїзда TGV з локомотивною тягою?
3. З яких одиниць складався перший французький високошвидкісний поїзд TGV Paris-Sud-Est?
4. Що позначає аббревіатура РВКА французького високошвидкісного поїзда TGV?
5. За яким напрямком курсують високошвидкісні поїзди TGV Eurostar E320?
6. У чому полягає особливість французького високошвидкісного поїзда TGV Duplex?
7. За рахунок чого досягнуто зменшення кількості візків французького високошвидкісного поїзда TGV?
8. Яка особливість у з'єднанні між собою вагонів французького високошвидкісного поїзда TGV?
9. У чому полягає основна особливість французького високошвидкісного поїзда AGV четвертого покоління?
10. У якій країні експлуатуються французькі високошвидкісні поїзди AGV четвертого покоління?
11. Чим (за видом тягової концепції) відрізняються між собою високошвидкісні поїзди TGV і AGV?
12. Яка рекордна швидкість була досягнута французьким високошвидкісним поїздом TGV V150?
13. Який високошвидкісний поїзд експлуатується між Францією та Німеччиною?
14. На які системи струму розрахований французький високошвидкісний поїзд TGV POS?
15. Коли і де почала свою експлуатацію перша високошвидкісна магістраль у Німеччині?
16. Що означає аббревіатура ICE німецьких високошвидкісних поїздів?

17. У чому полягає основна сутність концепції сімейства високошвидкісних поїздів ICE Німеччини?
18. У чому полягає особливість німецького високошвидкісного поїзда ICE2 проти поїзда ICE1?
19. Яка концепція покладена в основу німецького високошвидкісного поїзда ICE?
20. У чому полягає особливість сучасного німецького високошвидкісного поїзда ICE4?
21. Коли та на якій магістралі розпочалась постійна експлуатація високошвидкісних поїздів у Японії?
22. У чому полягає основна концепція японських високошвидкісних поїздів Синкансен?
23. Яку та коли найбільшу швидкість розвинув італійський електропоїзд ETR 200?
24. Що передбачає активна система примусового нахилу кузова в кривих ділянках колії?
25. Яку найбільшу швидкість може розвивати італійський поїзд "Frecciarossa 1000"?
26. Яка основна концепція розвитку високошвидкісного руху у Великобританії?
27. У чому полягає іспанська концепція високошвидкісних поїздів?
28. Який високошвидкісний рухомий склад експлуатується в Іспанії?
29. У чому полягає особливість пасажирського рухомого складу у США?
30. Основна особливість турбопоїздів, які експлуатувалися на залізницях різних країн?

4. ЕКІПАЖНІ ЧАСТИНИ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

4.1. Екіпажна частина французьких поїздів TGV

4.1.1. Візки поїздів TGV

Моторний візок Y320, який був встановлений на високошвидкісних поїздах TGV PSE, TGV Atlantique і TGV Réseau (рис. 4.1), став результатом тривалих пошуків і втілення ряду принципів створення ходової частини для високошвидкісного рухомого складу [72]. У першу чергу ці принципи були спрямовані на досягнення високої динамічної стійкості, тобто на забезпечення виведення критичної швидкості щодо виляння візка за межі існуючих експлуатаційних швидкостей, аж до 300 км/год. Насамперед цьому сприяла велика база візка у сполученні з високим абсолютним значенням і оптимальним співвідношенням жорсткостей поздовжніх і поперечних буксових зв'язків, а також невеликої початкової конусності бандажу (1/40).

Характерно, що значення бази та жорсткості зв'язків були обрані не відразу, а внаслідок тривалих теоретичних і експериментальних досліджень. Двічі у прототипів збільшували базу візка (спочатку до 2,6 м, потім до 2,9 і 3 м).

Другий стабілізуючий фактор - це зменшення маси візка. За рахунок розташування моторно-редукторного блока на кузові вдалося знизити (порівняно з першим зразком TGV-001) масу візка на 3,3 т, тобто практично вдвічі. Був також застосований гасник коливань виляння з "фрикційною" характеристикою, яка забезпечує великий момент тертя при малих швидкостях, а також великих кутових переміщень візка відносно кузова. Всі ці рішення були збережені і для поїзда TGV-A з максимальною швидкістю в експлуатації 300 км/год. На моторних вагонах поїзда TGV Duplex використовується візок, який показаний на рис. 4.2.

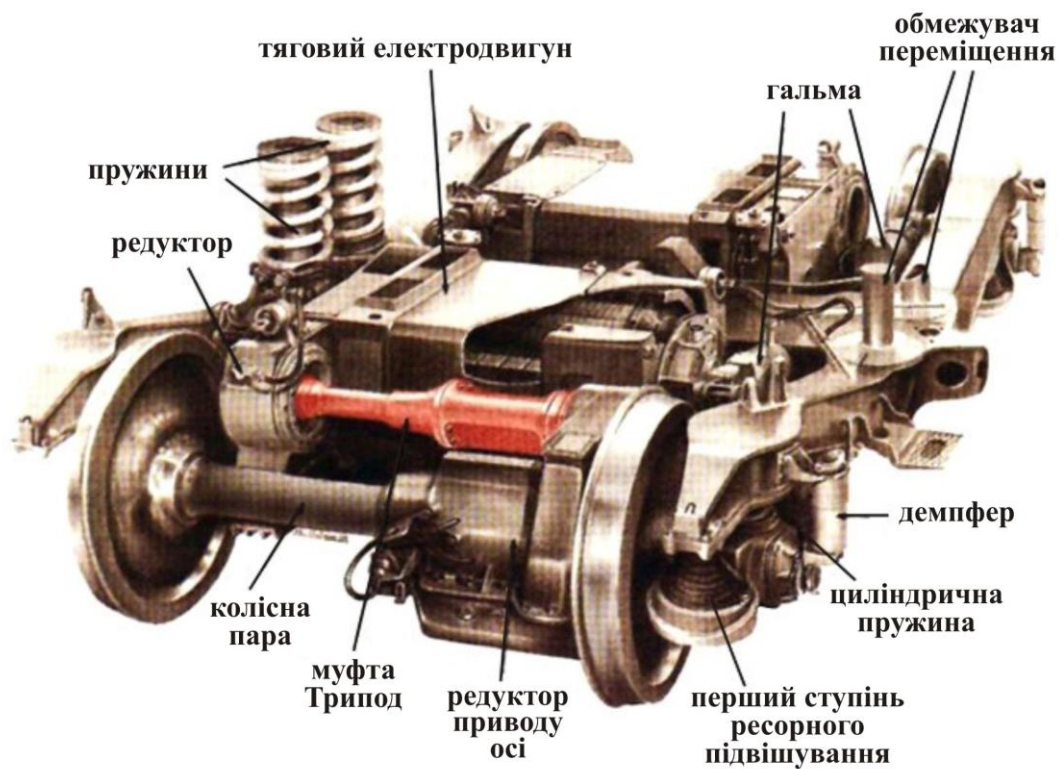


Рис. 4.1. Моторний візок Y320 високошвидкісних поїздів TGV PSE, TGV Atlantique і TGV Reseau.

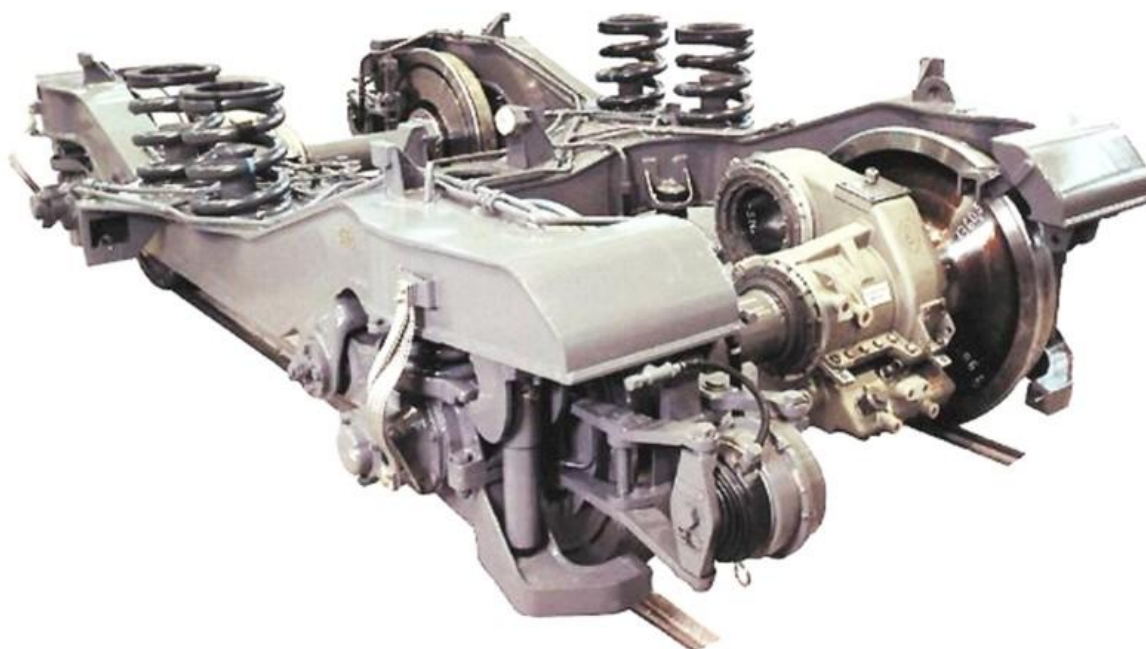


Рис. 4.2. Моторний візок поїзда TGV Duplex.

На рис. 4.2 видно редуктор першої осі колісної пари з отвором. Вал муфти "Трипод" встановлюється в цей отвір (на рисунку цей вал відсутній). Виступаюча частина перед колесом крайньої колісної пари є гальмовим циліндром дискового гальма.

Візок проміжного (немоторного) вагона Y237b наведений на рис. 4.3. Він має на кожній осі своїх колісних пар по чотири гальмових диски. На цей візок спираються два суміжних кузови вагонів через дві пневматичні ресори. Вони слугують елементами другого ступеня ресорного підвішування.

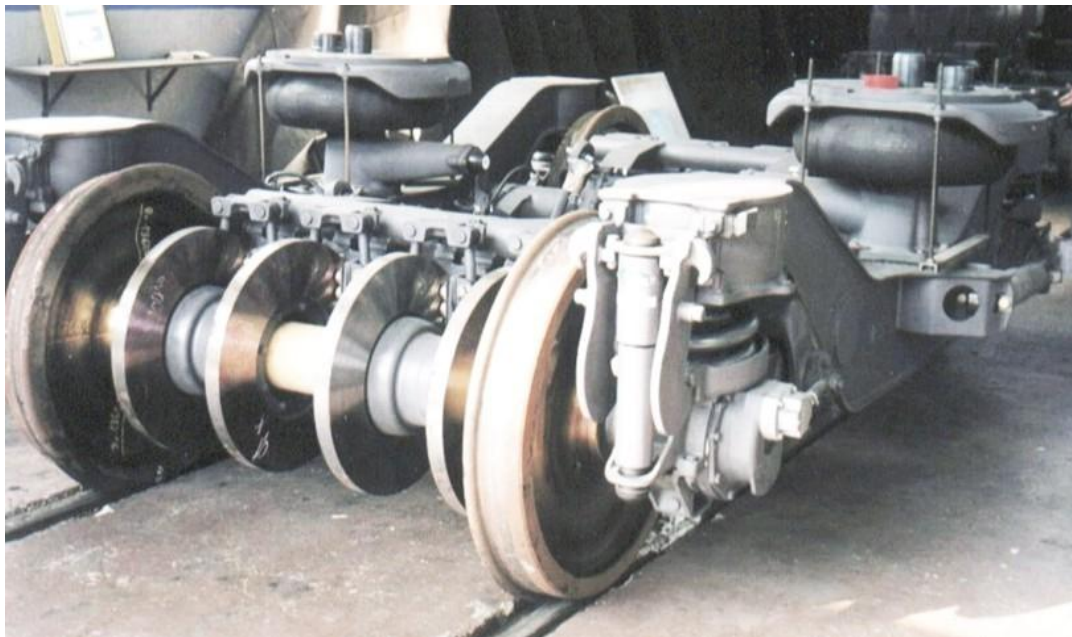


Рис. 4.3. Візок немоторного вагона Y237b.

Зчленування пасажирських вагонів поїзда на проміжних візках (як приклад) показано на рис. 4.4. Ця конструкція є застарілою, оскільки другий ступінь цього підвішування був значно перероблений. Ці відмінності полягають головним чином у розміщенні гасників коливань і заміні циліндричних металевих пружин на пневматичні ресори. Загальний вигляд модернізованого зчленування пасажирських вагонів поїзда TGV на проміжних візках наведений на рис. 4.5.

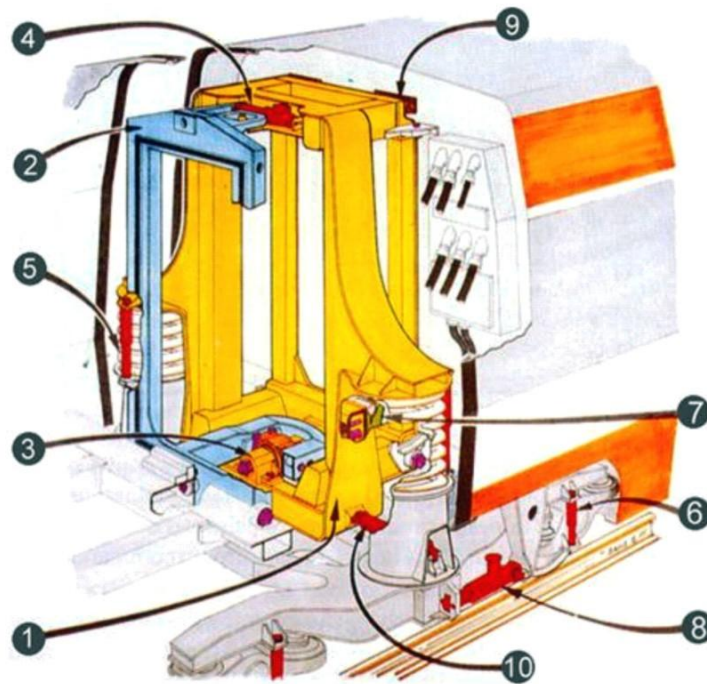


Рис. 4.4. Зчленування пасажирських вагонів поїзда TGV (початковий варіант): 1 – несуча рама; 2 – нерухома рама; 3 – кульовий шарнір; 4 – протівідносний гасник; 5 – пружина вторинного ресорного підвішування; 6 – демпфер першого ярусу підвішування; 7 – захват; 8 – гасник антивилання; 9 – гумовий блок; 10 – поперечний гасник коливань.



Рис. 4.5. Перероблене (модернізоване) зчленування пасажирських вагонів високошвидкісного поїзда TGV.

4.1.2. Тяговий привод

У процесі відпрацювання значних змін перетерпів тяговий привод поїзда TGV. На початковому прототипі поїзда TGV-001 був застосований класичний для французьких локомотивів привод третього класу з муфтою поздовжньої компенсації типу Жакмен. Однак необхідність підвищення критичної (за вилянням) швидкості руху змусила зменшити масу візка шляхом перенесення моторно-редукторних блоків на кузов вагона. Тому муфта типу Жакмен вже не могла компенсувати осьові зсуви колісної пари і редуктора, які значно збільшилися. На основі цього була використана дослідна шліцьова муфта, яка охоплює вісь колісної пари. Ця муфта припускає значні осьові зсуви колісної пари та веденого зубчастого колеса редуктора до 150 мм. Однак і ця конструкція виявилася невдалою.

Особливість тягового привода поїзда TGV полягає в тому, що його тягові двигуни кріпляться до рами кузова. Це значно полегшує масу візка (бо кожний двигун важить приблизно 1460 кг). Таке конструктивне рішення для візка дає можливість вище піднімати межу за критичною швидкістю (більше 300 км/год), а також за рахунок цього поліпшується його поперечна стійкість. Кожний тяговий електродвигун має потужність 1100 кВт і може обертатися при максимальній швидкості 4000 хв^{-1} .

Внаслідок цього вперше за багато років французькі конструктори були змушені повернутися до привода другого класу (рис. 4.6). Вал редуктора з опорно-осьовим підвішуванням через муфту поздовжньої компенсації "Трипод" з'єднується з вихідним валом редуктора з рамним підвішуванням. Інакше кажучи, ця муфта поєднує два редуктори: перший знаходиться на осі колісної пари, а другий - на рамі кузова [72].

Встановлені в цій системі датчики безперервно порівнюють швидкість обертання якоря тягового електродвигуна зі швидкістю обертання колісної пари. Невідповідність між цими обмірюваними швидкостями відразу вказує на несправність муфти "Трипод". Всі дані за цим вузлом виводяться на бортовий комп'ютер. Якщо в муфті "Трипод" виникають значні коливання і вібрація, то обмежувач на реактивній тязі осьового редуктора

ШЛЯХОМ натискання на пневматичний клапан автоматично скидає тиск повітря в гальмовій магістралі і зупиняє поїзд.

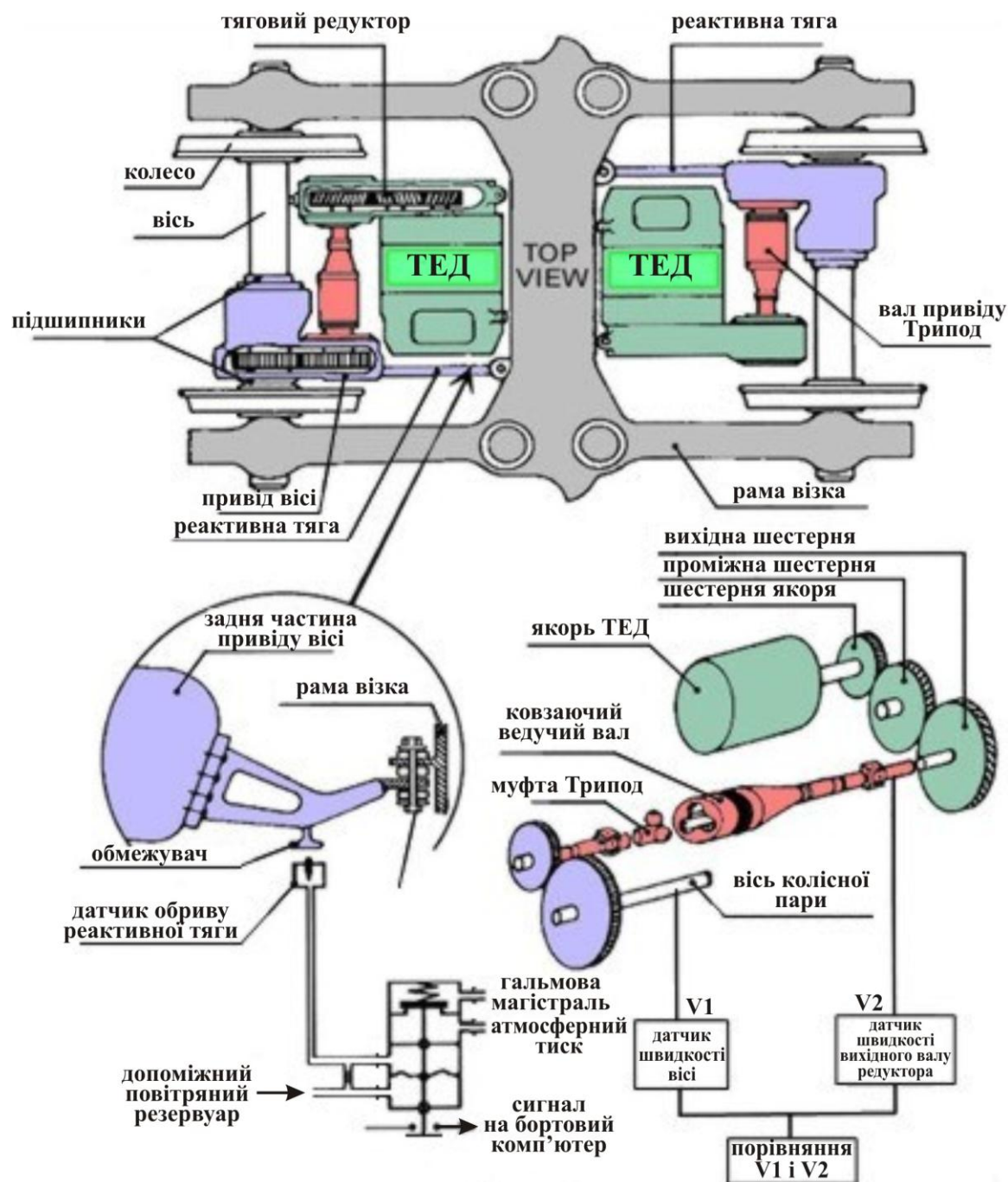


Рис. 4.6. Схема тягового привода поїзда TGV.

Муфта "Трипод" (рис. 4.7) фірми Voith складається з двох шарнірів Гука, які рознесені на 0,9 м, та оригінального шліцьового вала. У цьому валу, на відміну від звичайних шліцьових валів, при осьовому переміщенні реалізується тертя

кочення, а не тертя ковзання. Внутрішній вал муфти несе кульові головки, які обертаються на голчастих підшипниках трьох пальців. Ця муфта працює в дуже складних умовах, виходячи з того, що кузов вагона відносно рами візка може переміщатися у вертикальному напрямку на значну величину. Кульові головки можуть переміщатися в осьовому напрямку на відстань ± 120 мм у трьох циліндричних пазах.

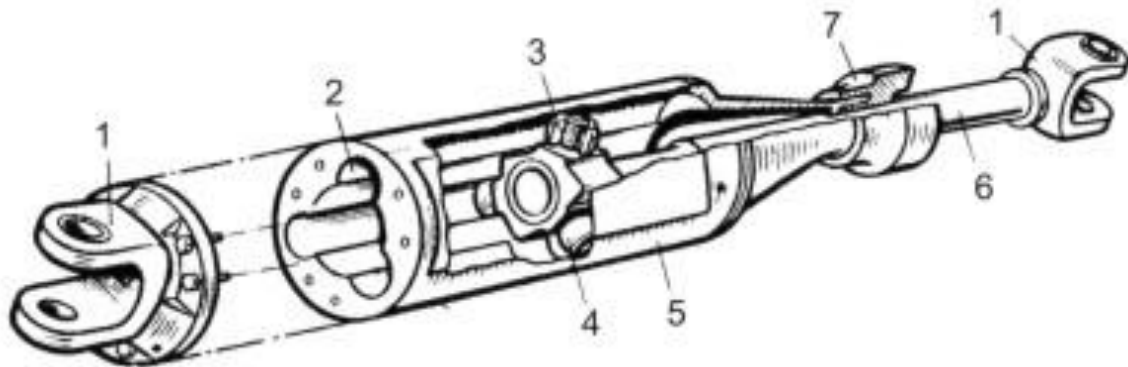


Рис. 4.7. Тягова муфта "Трипод": 1 – з'єднання із шарніром Гука; 2 - циліндричний паз; 3 - голчастий підшипник; 4 - сферичний ролик; 5 - корпус муфти; 6 - ведений вал муфти; 7 - ущільнення рухомого вала.

Оскільки в цій муфті всі елементи (які взаємодіють між собою) мають форму тіл обертання, технологічно просто домогтися високої точності її обробки і чистоти поверхні, а отже, і зменшення коефіцієнта тертя кочення при одночасній передачі моменту та осьовому зсуві муфти. Таким чином, у цьому плані вирішуються дві важливі проблеми: зниження осьових сил тертя (за даними французьких фірм у 10 разів порівняно зі звичайним шліцьовим валом) і зменшення зносу. Цьому сприяє ще й те, що муфта розташована у вузлі, де момент, який нею передається, значно менше моменту на валу веденого зубчастого колеса, а отже, і виникають менші нормальні сили у шліцах. При цьому моторно-редукторні блоки не беруть участь у коливаннях візка. Для них єдиним поєднанням візка з кузовом (через систему такого привода) залишається сила тертя при осьових переміщеннях тягової муфти.

Конструкція муфти "Трипод" з невеликими змінами (рис.

4.8) перейшла і в перспективний поїзд TGV-A, незважаючи на збільшення потужності тягового двигуна в 1,5 рази, що підтверджує її високу експлуатаційну якість.



Рис. 4.8. Тягова муфта "Трипод" високошвидкісного поїзда TGV-A.

Нова муфта краще збалансована, на 30 % зменшені осьові сили, на 60 % підвищена торсійна жорсткість, на 80 % підвищений ресурс підшипників і на 10 % знижено її масу. Ревізія з розбиранням муфти "Трипод" передбачена через 2,5 млн км, для осьового редуктора - через 600 тис км, для кузовного редуктора через 1 млн км.

У тяговий привод входить також колісна пара (рис. 4.9). Осьовий редуктор через підшипники кочення спирається на вісь колісної пари. Колеса виконані безбандажними для ширини колії 1435 мм. Колісна пара немоторного візка (рис. 4.10) має чотири гальмові диски, які кріпляться на її осі. Переточування бандажів колісних пар здійснюється після пробігу 0,3-0,4 млн. км, що забезпечує значний запас за динамічною стійкістю візка.



Рис. 4.9. Колісна пара моторного візка з осьовим редуктором.

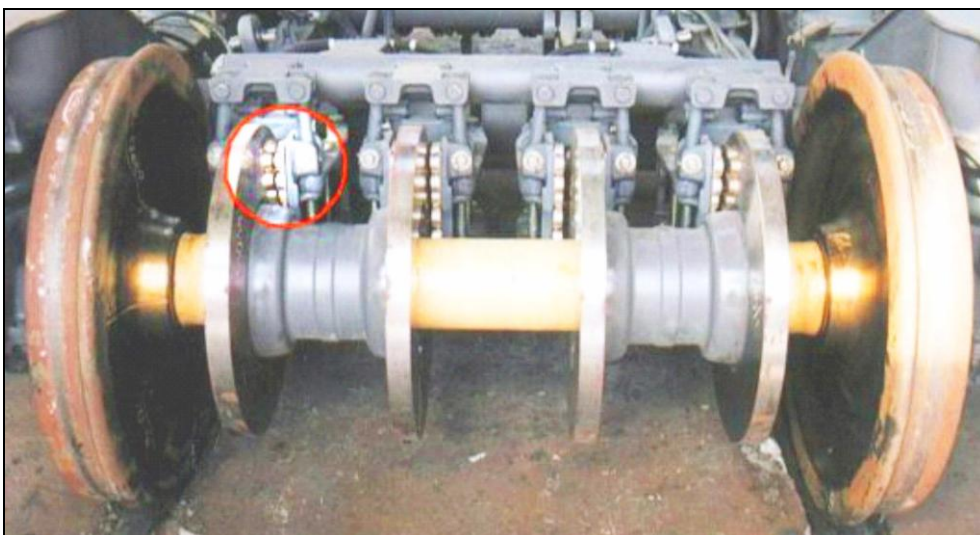


Рис. 4.10. Колісна пара немоторного візка.

4.1.3. Ресорне підвішування

Немоторний візок спочатку мав буксовий вузол, який був аналогічним тому, що застосовувався на моторному візку. В останній модифікації він вже є спрощеним і полегшеним у результаті застосування букси важільного типу [72].

Пошук необхідного співвідношення поздовжньої й поперечної жорсткостей буксових зв'язків призвів до відмови

(спочатку прийнятого) від буксового вузла типу Alstom. Був здійснений перехід до вузла з концентричними конічними циліндричними гумометалевими блоками, які отримали назву "метакон" або "конусфедер" (рис. 4.11).



Рис. 4.11. Буксовий вузол високошвидкісного поїзда TGV з циліндричними гумометалевими блоками.

Ці метакони мають такі переваги: [72]

- створюють безззорні пружні поздовжні і поперечні зв'язки без поверхневого тертя в умовах взаємних переміщень букси й візка;
- дають можливість вибору потрібних жорсткостей у напрямках трьох лінійних координат;
- частково розсіюють енергію коливань у матеріалі гуми;
- легко стикуються з бічною частиною рами і не створюють розпирних неврівноважених зусиль, що діють на раму візка;
- є простими під час монтажу;
- мають високі шумопоглинальні властивості.

Секторні вирізи дозволяють, якщо виникне потреба, знижувати жорсткість в одному з радіальних напрямків блока.

Із всіх відомих технічних рішень це рішення є найбільш простим заходом для поєднання таких властивостей, як простота і необслуговуваність цієї конструкції. Крім того, сполучення пружних властивостей метакону у вертикальному, поперечному та поздовжньому напрямках сприяє покращенню динаміки руху поїзда.

Для забезпечення оптимального сполучення поздовжньої й поперечної жорсткостей з'єднання колісної пари з рамою візка

цей блок виконаний у вигляді двох поздовжньо орієнтованих секторів. Блок має поздовжні й поперечні жорсткості зв'язку (відповідно $4 \cdot 10^7$ і $0,4 \cdot 10^7$ Н/м) і забезпечує динамічну стійкість при швидкостях 350 км/год до появи зносової конусності бандажа колісної пари, яка перевищує значення 0,1 та відповідає пробігу 0,5 млн км.

Розсіювання енергії галопування візка здійснюється гідравлічними гасниками коливань, які максимально віддалені від її середини для збільшення моменту дисипативних сил. Таке розташування дозволяє при мінімальному значенні коефіцієнта дисипації гасника коливань забезпечувати необхідне демпфірування галопування візка.

Останнім часом фірма ContiTech розробила конструкції метаконів, які поєднані в єдиний конструктивний блок з гідравлічними гасниками коливань. Така конструкція одержала назву "гідрофедер" (рис. 4.12). При цьому дисипативна ланка з'єднана по суті паралельно з пружною. Це полегшує даному вузлу сприйняття збурень від проходження коротких нерівностей з малими переміщеннями та високими швидкостями деформацій (стикові нерівності, хвилеподібний знос рейки та ін.). В експлуатації саме ці нерівності є причиною передчасного виходу з ладу звичайних гідравлічних гасників коливань буксового ступеня ресорного підвішування [72].

Гасник гідрофедера значно простіше за схемою та конструкцією, ніж звичайні поршневі гідрогасники коливань. Він працює в ізольованому просторі, а сам принцип роботи пристрою дозволяє забезпечувати підвищену надійність і стабільність характеристик порівняно з традиційними рішеннями. За даними фірми, термін служби пристрою (гідрофедера) дорівнює терміну служби метакону - порядку 8-10 років. Застосування гідрофедерів у буксовому вузлі дозволяє реалізувати такі переваги:

- забезпечити ефективне демпфірування буксового ступеня за рахунок дисипативних властивостей гуми та інтегрованого безпоршневого гідравлічного гасника;
- ліквідація гідравлічного гасника коливання;
- зниження маси буксового вузла;
- покращення поглинання шуму в буксовому вузлі.

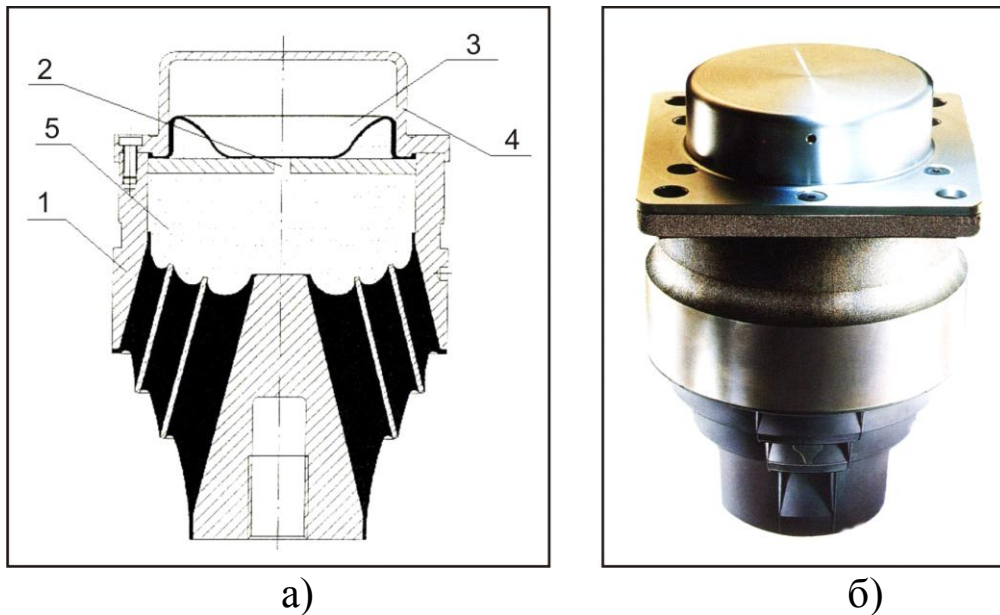


Рис. 4.12. Конструкція гідروفедера (а) і його зовнішній вигляд (б): 1 - метакон; 2 - дросельний отвір; 3 - діафрагма; 4 - верхній ковпак; 5 - рідина, за допомогою якої здійснюється демпфірування.

На сьогодні гідروفедер є одним з перспективних елементів ресорного підвішування високошвидкісних поїздів.

Істотних змін зазнав і вузол зв'язку візка з кузовом. У ньому спочатку застосовували пневматичні ресори з малою поперечною рухомістю (на TGV-001), потім виті пружини "Флексикойл" високої гнучкості (TGV-PSE), після чого знову повернулися до пневматичних ресор з високою поперечною рухомістю (TGV-A). Відмова від першого рішення була викликана його конструктивною складністю. Це було викликано ще й тим, що пневматичні ресори мали лише вертикальну рухомість і не змогли сприймати поздовжніх деформацій, які викликані проходженням кривих, і не мають достатньої гнучкості, необхідної для поперечного зв'язку кузова з візком. При пружинах високої гнучкості, які встановлювалися на поїзді TGV-PSE, вдало вирішено всі ці завдання. Однак через велике статичне навантаження в поєднанні із зазначеною гнучкістю ці пружини мали значні геометричні розміри й масу, що створило умови для появи змушених слабо амортизованих коливань її середніх витків. Отримання високого статичного прогину (283 мм у кузовному ступені підвішування причіпного вагона) з великим запасом

поперечної стійкості досягалося тим, що точка опори кузова на пружини знаходилася на висоті, яка була близькою до рівня положення центра мас кузова.

На поїзді TGV-A застосована оригінальна система демпфірування коливання кузова. Вертикальні й поперечні пружні зв'язки кузова з візком не мають звичайних гідравлічних гасників або системи дроселювання у пневматичній ресорі, що зменшує збурюючу силу, яка передається на кузов. Необхідне розсіювання енергії (дисипація) коливань кузова здійснюється в чотирьох поздовжніх та одному поперечному гідравлічних гасниках, які зв'язують верхні й нижні кутові точки торців суміжних вагонів. Таким чином вдається домогтися ефективного демпфірування в широкому діапазоні частот, не створюючи "містка дисипативного зв'язку", який передає додаткові збурюючі сили на кузов. Це особливо важливо, тому що на великих швидкостях руху зростає високочастотна складова кінематичного (за характером) збурення, яке передається переважно через дисипативні зв'язки.

4.2. Екіпажна частина німецьких поїздів ICE

Моторні візки високошвидкісних поїздів ICE1 мають привод третього класу (рис. 4.13 а). Основним елементом цього привода є модуль (рис. 4.13 б), що складається з тягового двигуна 1 і жорстко з'єднаного з ним редуктора 2, який становить моторно-редукторний блок (МРБ). Візки частково розвантажені від маси МРБ. З одного боку МРБ пружно підвішений до кузова вагона 6 (на 2/3 маси), а з іншого боку - через маятникові балки (колискові підвіски 3) до рами візка 7 (на 1/3 маси). Обертальний момент від тягового двигуна на колісну пару передається через карданну передачу з гумометалевими елементами. Особливістю цієї передачі є застосування порожнього вала 10 з гальмовими дисками 5, який має більший діаметр, ніж вісь колісної пари [59].

Повному перенесенню МРБ на кузов перешкоджає застосування шестиповідкової муфти поздовжньої компенсації 9 і 19, яка припускає тільки незначні припустимі осьові зсуви, що недостатньо для компенсації поперечних зсувів колісної пари та

кузова при проходженні крутих кривих ділянок колії. Тому з іншого боку МРБ спирається через дві коліскові підвіски на кінцеву балку візка, які при його повороті під кузовом "підтягують" МРБ, не даючи веденому зубчастому колесу редуктора зміститися відносно колісної пари на відстань більше, ніж може витримати тягова муфта. Отже, поперечний зв'язок візка з МРБ залишається, але у вигляді не твердого, а квазіпружного з'єднання. Щоб уникнути поперечного "розгойдування", МРБ зв'язаний з кузовом спеціальним поперечним гасником коливань 4 з великим ходом штока (рис. 4.13 в).

Інша особливість тягової передачі полягає в застосуванні рамного підвішування редуктора з шевронними зубчастими колесами. Порожній вал веденого зубчастого колеса обертається в широко рознесених підшипниках, що дозволяє використовувати його середню частину для установа трьох гальмових дисків 5. Для їх розміщення тяговий двигун розташований на певній відстані від осі колісної пари. Це потребувало застосування редуктора з проміжною шестірнею 14. Шестірня має великий діаметр, що полегшує роботу її зубів і підшипників (рис. 4.13 г).

Через середину порожньої маточини веденого зубчастого колеса пропущений проміжний порожній вал муфти 10, який має великі радіальні розміри. Це сприяє зменшенню амплітуд змінних складових деформацій гумових втулок сайлент-блоків повідців муфти при її розцентруванні. Разом з тим поперечна рухливість МРБ відносно колісної пари є неминучою внаслідок відносних поперечних зсувів кузова, візка та коливань МРБ на люльці. Вона викликає істотні додаткові перекоси повідців і негативно впливає на довговічність гумометалевих шарнірів.

На відміну від моторного візка поїзда TGV, маси МРБ поїзда ICE1 беруть участь у його вертикальному та поперечному поступальному й кутовому коливаннях. Хоча їх вплив на динаміку візка і зменшено, однак частина ваги МРБ сприймається кузовом і квазіпружним його поперечним зв'язком з візком через люльку.

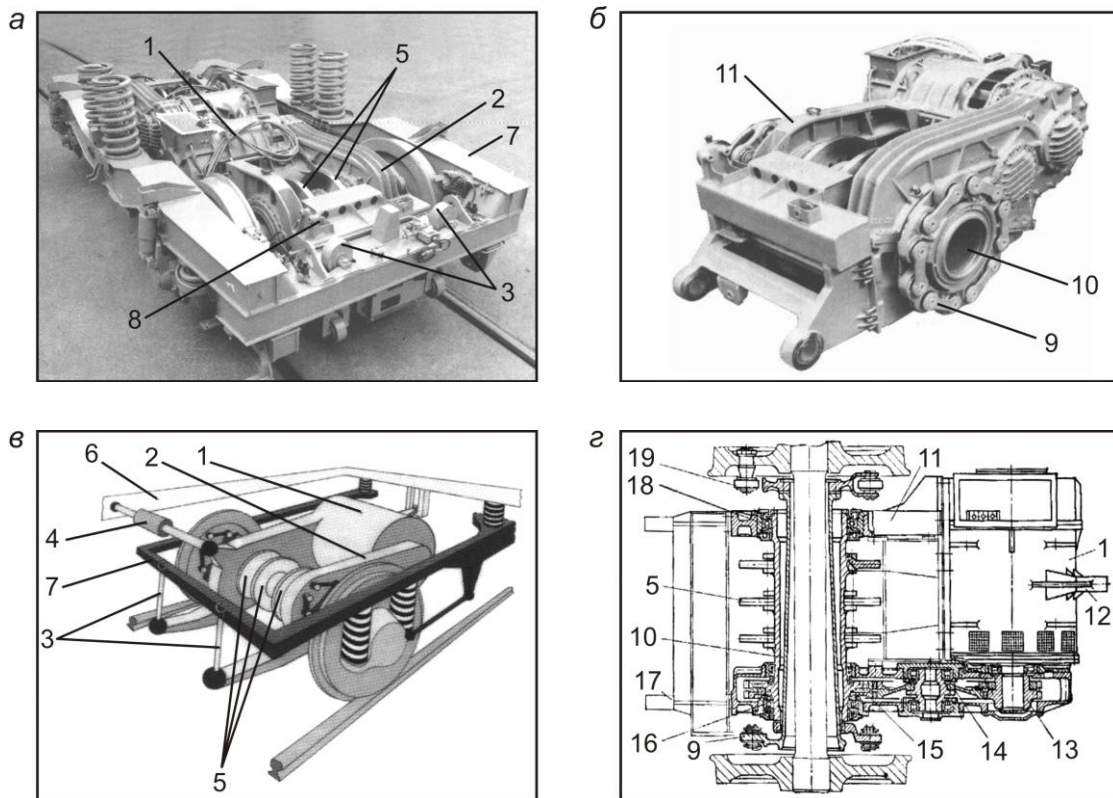


Рис. 4.13. Конструкція візка і тягового привода високошвидкісного поїзда ICE1: а - моторний візок ICE1; б - тяговий привід; в - принципова схема тягового привода; г - схема моторно-редукторного блока; 1 - тяговий електродвигун; 2 - редуктор; 3 - коліскове підвішування МРБ; 4 - поперечний гасник; 5 - гальмові диски; 6 - кузов вагона; 7 - рама візка; 8 - кронштейн кріплення поперечного гасника коливань; 9, 19 - шарнірно-повідкова напівмуфта; 10 - порожній вал тягової муфти; 11 - несуча рама МРБ; 12 - кронштейн підвішування МРБ до кузова; 13, 14, 15 - відповідно ведучі, проміжні та ведені шевронні шестірні; 16, 18 - підшипники порожньої маточини веденої шестірні; 17 - кронштейн коліскового підвішування МРБ до рами візка.

У моторних візках буксовий вузол виконано з однібічним повідцем. Буксова та кузовна ступінь ресорного підвішування виконані з пружинами типу "Флексикойл". Демпфірування коливань на візок здійснюється за допомогою двох гідравлічних гасників коливань. Сили тяги і гальмування передаються через низько розташовану тягу й кінцеву поперечну балку.

В експериментальному варіанті поїзд ICE1 розвинув швидкість 406 км/год. У 1988 р. така швидкість була рекордною для залізничного рухомого складу.

Екіпажна частина поїзда ICE2 за своїми розмірами і тяговим приводом практично не відрізняється від поїзда ICE1. У ній тільки застосовуються модифіковані вузли й деталі ICE1, які показали недостатню надійність в експлуатації. Спочатку в причіпних вагонах застосовувалися ті самі візки, що й у вагонах поїзда ICE1 із гвинтовими сталевими пружинами в обох ступенях ресорного підвішування. Згодом конструктори перейшли до нового візка типу SGP 400, який був розроблений компанією SGP Verkehrstechnik. Важливою відмінністю в ньому є використання пневматичних ресор у вторинному ресорному підвішуванні. Специфічні особливості та переваги візка SGP 400 обумовлені трьома компонентами:

- механізмом напрямку колісних пар;
- системою вторинного ресорного підвішування;
- пристроєм уповільнення розвороту візків (антивіляння).

Точне позиціонування колісних пар у прямому напрямку колії візка SGP 400 обумовлює їх кращу роботу і умови обслуговування. Чіткий розподіл вертикальних і горизонтальних зв'язків і гасників коливань забезпечує можливість отримання оптимальної і незалежної реалізації характеристик окремих елементів стосовно динамічних вимог. З погляду динаміки це означає забезпечення досить жорсткого напрямку руху колісної пари в поздовжньому й поперечному напрямках і м'яке у вертикальному.

Візок SGP 400 додатково оснащений системою установа колісних пар у кривих ділянках колії RHC, запатентованою фірмою SGP Verkehrstechnik (гідравлічно кероване радіальне установа). За її допомогою здійснюється гарне вписування у криві при русі з високою швидкістю. Основний елемент цієї системи - так звана гідробукса. Вона може просто встановлюватися замість стандартних гумометалевих елементів. Завдяки гідравлічному ефекту гідробукса припускає радіальне установа колісних пар у кривих ділянках колії (тобто здійснює м'яку напрямну дію в поздовжньому напрямку при русі

в кривих). При високій швидкості гідробукса гарантує необхідну для стійкого руху високу жорсткість напрямку руху колісної пари.

Пристрій гасіння коливань при вилянні візків виконаний у вигляді резервованої системи. Порівняно з механічними системами, які забезпечують затримку вилянь, нова система має кілька переваг. Вона дозволяє задавати потрібні характеристики й виключає характерне для механічних фрикційних систем заклинювання на вході в криві і виходу з них. Крім того, система з гідравлічними демпферами дає можливість електричного управління. У цілому вся система значно легше порівняно з механічною, оскільки для неї не потрібні додаткові механічні пристрої для поздовжньої розв'язки.

Конструкція моторних візків вагонів поїзда ICE3 (рис. 4.14) значно відрізняється від поїздів попередніх поколінь (ICE1 і ICE2). Ці візки створювалися компаніями SPG і Adtranz (тепер Bombardier) на основі конструкції візків типів SPG 400 і HLD-KL. Рами візків виконані у вигляді H-подібної форми, зварними, з балками коробчастого профілю. Як у моторних, так і немоторних (підтримуючих) візках у першому ступені ресорного підвішування застосовано гвинтові пружини з центральними гумовими елементами і буксами-важелями, а в другому ступені - пневматичні ресори. В обох ступенях використані гідравлічні гасники коливань і обмежувачі кутового повороту візка навколо вертикальної осі. Поперечна стабілізація візка забезпечується за рахунок тяг з кульовими наконечниками та спрямованим механізмом із лемніскатною характеристикою. Велика кількість вузлів у моторних і підтримуючих візках виконана уніфікованими. На моторних візках гальмові диски встановлено безпосередньо на колесах, на немоторних (підтримуючих) візках - безпосередньо на осях колісних пар. База візка складає 2,5 м, діаметр коліс за колом кочення - 920 мм. Осьове навантаження - 17 т.



Рис. 4.14. Моторний візок поїзда ІСЕЗ.

Візки ІСЕЗ мають тяговий привод другого класу (рис. 4.15). У поїздах ІСЕ1 та ІСЕ2 застосовується третій клас. Головною відмінністю розташування тягових двигунів у візку полягає в тому, що вони пружно підвішені на його рамі. Обертальний момент передається на колісні пари через шарнірну зубчасту муфту і осьовий редуктор. При цьому також забезпечується пружність їх кріплення на крутіння в поперечному напрямку. Це значно збільшує стійкість і поліпшує динаміку руху.

У тяговій передачі поїзда ІСЕЗ рухомий кінематичний зв'язок вала тягового електродвигуна й вхідного вала редуктора забезпечується за допомогою спеціальної зубчастої муфти (рис. 4.16). Вона дозволяє елементам вала як відхилитися від поздовжньої осі, так і переміщатися уздовж цієї осі (рис. 4.17).

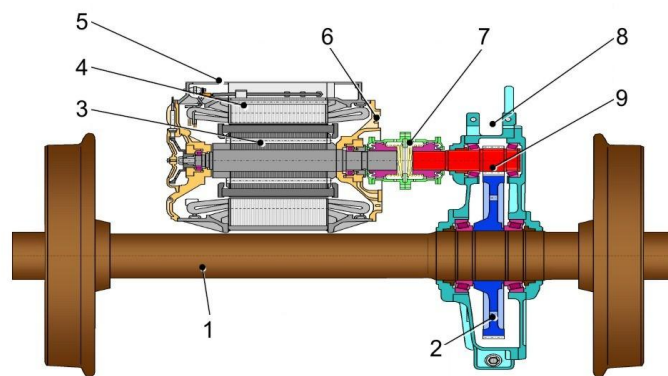


Рис. 4.15. Тяговий привод поїзда ІСЕЗ: 1 - вісь колісної пари; 2 - велике зубчасте колесо тягового редуктора; 3, 4 - відповідно ротор і статор тягового електродвигуна; 5, 6 - відповідно надходження й вихід охолоджувального повітря; 7 - тягова муфта; 8 - місце кріплення тягового редуктора; 9 - мала шестірня.

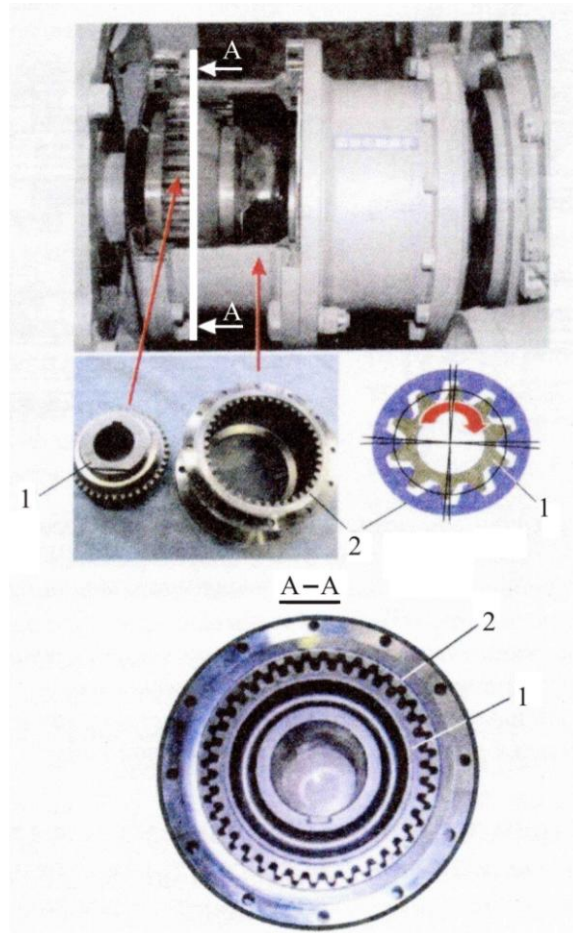


Рис. 4.16. Схематичне зображення зубчастої муфти тягового привода поїзда ІСЕЗ: 1 - внутрішній зубчастий вінець; 2 - зовнішній зубчастий вінець.

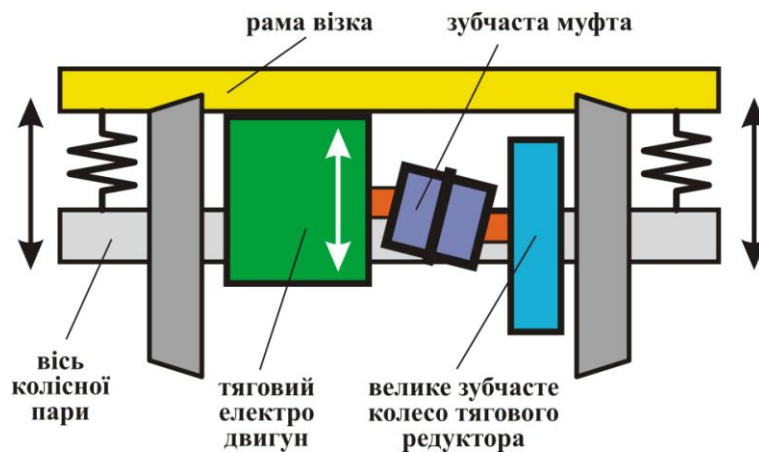


Рис. 4.17. Схема, яка пояснює дію зубчастої муфти поїзда ІСЕЗ у випадку розбіжності осі вала тягового електродвигуна з віссю великого зубчастого колеса тягового редуктора.

Візок поїзда ICE-T (T від англ. tilting - "нахил"), наведений на рис. 4.18, відрізняється наявністю механізму нахилу кузова з пристроєм активного центрування (електрогідравлічний механізм нахилу), який безпосередньо вбудований у візок.

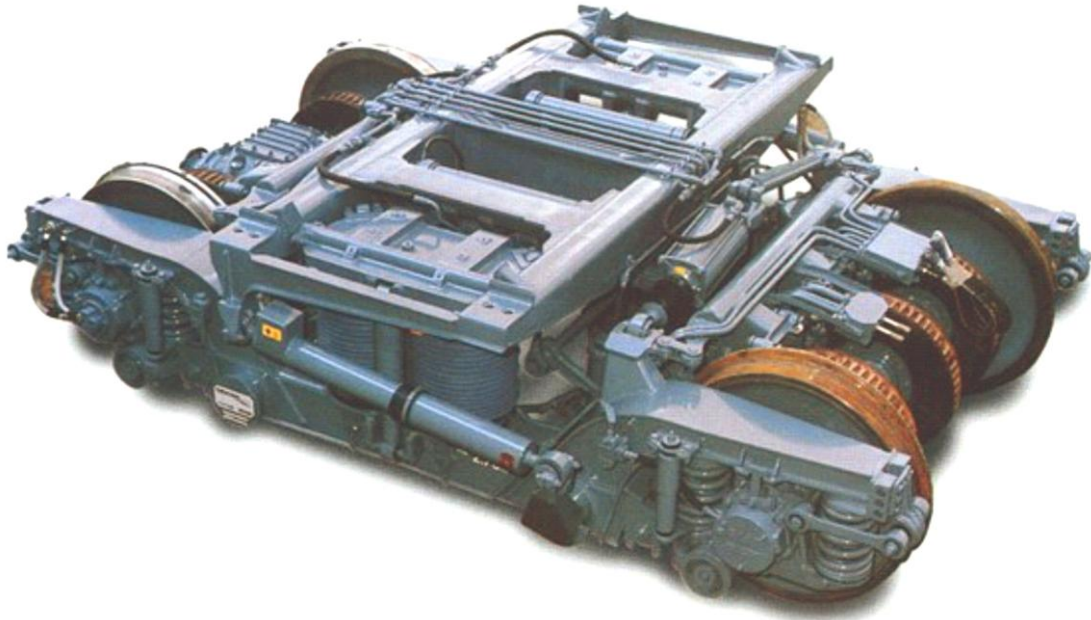


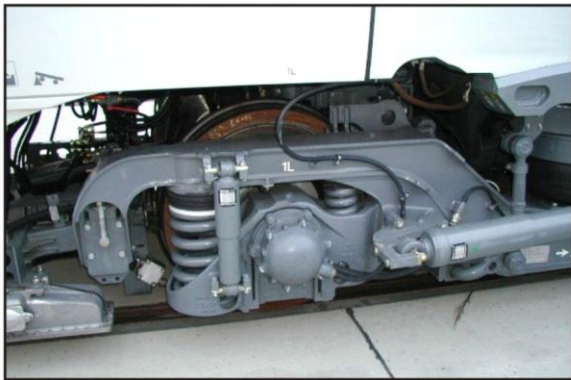
Рис. 4.18. Немоторний візок поїзда ICE-T з механізмом нахилу кузова.

Крім механізму нахилу, візки поїзда ICE-T у поперечному напрямку оснащені системою активного ресорного підвішування. Ця система забезпечує центрування положення кузова вагону відносно візків навіть при проходженні кривих з високим поперечним прискоренням, що підвищує рівень комфорту для пасажирів. Для цього на кожному візку встановлені два (розташовані по діагоналі) пневматичних циліндри, які переміщують кузов у поперечному напрямку. Стиснене повітря подається в циліндри за допомогою спеціальних пневматичних розподільників. Вони працюють із пропорційним управлінням, що контролюється мікропроцесором системи нахилу кузова відповідного візка. Активне ресорне підвішування функціонує у всьому діапазоні швидкостей незалежно від системи нахилу кузовів.

Ідея швидкісного дизельного поїзда ICE-TD дозволяє організувати швидкісні (до 200 км/год) сполучення на

неелектрифікованих лініях із кривими малого радіуса. Створений дизель-поїзд ICE-TD (на основі передових технологій, які добре зарекомендували себе в поїздах ICE3 і ICE-T) був уведений в експлуатацію в 2001 р. За зовнішнім і внутрішнім дизайном дизель-поїзди ICE-TD практично не мають відмінностей від поїздів ICE-T.

Буксовий вузол дизель-поїзда ICE-TD виконано у вигляді важеля, на який спирається візок через дві пружини різного діаметру (рис. 4.19). Паралельно цим пружинам встановлено гідравлічний гасник коливань.



а)



б)

Рис. 4.19. Буксове ресорне підвішування дизель-поїзда ICE-TD:
а - буксовий вузол; б - важільна букса.

Центральне підвішування дизель-поїзда ICE-TD (рис. 4.20) складається з пневматичної ресори 5 і нової конструкції стабілізатора бічного хитання кузова 1. Його принцип дії заснований на крутінні валу, який жорстко зацемлений з одного боку (торсіон). Для запобігання виляння візку під час руху на ньому встановлений спеціальний регульований гасник коливань 6.

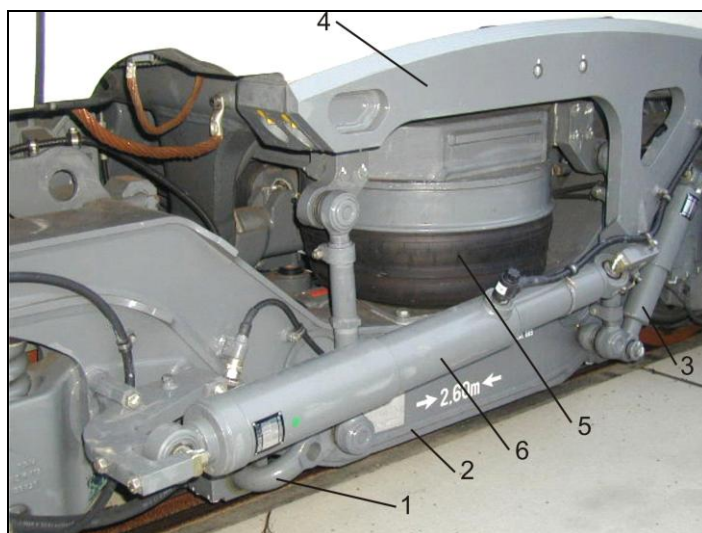


Рис. 4.20. Центральне підвішування дизель-поїзда ICE-TD: 1 - стабілізатор бічного хитання кузова; 2 - рама візка; 3 - гасник коливань і стабілізатор бічного хитання; 4 - кузов вагона; 5 – пневматична ресора; 6 - гасник коливань, які виникають під час виляння візка.

4.3. Екіпажна частина японських поїздів Синкансен

Основні конструктивні рішення, які були прийняті в проекті поїзда серії 0, відображували передові, але разом з тим уже добре випробувані інженерно-технічні ідеї свого часу. Кузов вагона являв собою суцільнозварну конструкцію з низьколегованої сталі у вигляді підкріплених листових структур на балках і вертикальних стояках. Він був розрахований на ударне навантаження при аварійних зіткненнях до 100 т, а також забезпечував герметичність пасажирських салонів при перепадах тиску повітря до 500 мм водяного стовпчика, що виникають при проходженні тунелів або зустрічі поїздів на двоколіїному перегоні [34].

Проектом поїзда серії 0 був передбачений двовісний візок ДТ200. На поїзді серії 100 вже використовувався моторний візок ДТ202. На серії 200 застосовано візки ДТ201. Проте основа конструкції візків для поїздів серій 100 і 200 ідентична візкам ДТ200 серії 0.

На рис. 4.21 показана загальна конструкція візка ДТ200, а на рис. 4.22 - його основні вузли. Цей візок має підтримуючу балку з пневматичними ресорами, встановленими зверху. Пневматичні

ресори підтримують кузов вагона. Головні характеристики ДТ200: база візка - 2500 мм, діаметр колеса 910 мм, маса 10,1 т для поїзда серії 0 і 9,87 т для поїзда серії 100.

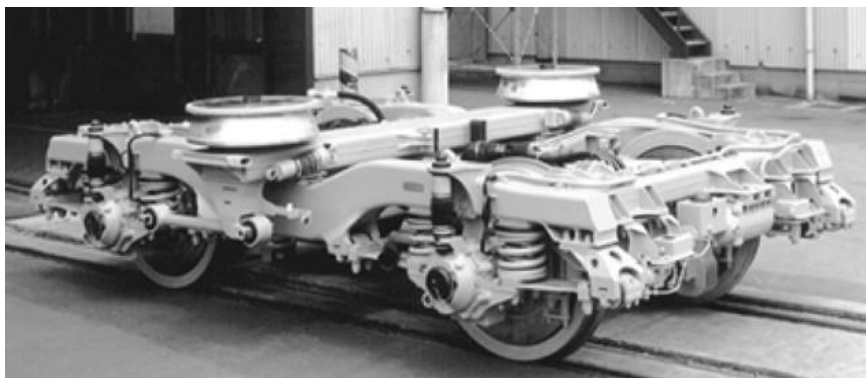


Рис. 4.21. Загальний вигляд візка ДТ200 поїзда серії 0.

Буксове підвішування візка ДТ200 поїзда серії 0 показано на рис. 4.23. Після порівняння декількох типів систем буксового підвішування був обраний тип "IS". Ця система складається з підтримуючих листових повідців попереду й позаду букси з гумовими втулками, встановленими на передніх і задніх кінцях цих листових повідців. Установлення гумових втулок забезпечує відносну жорсткість при підвішуванні колісної пари і букси до рами візка при відносній гнучкості за дією горизонтальних сил.

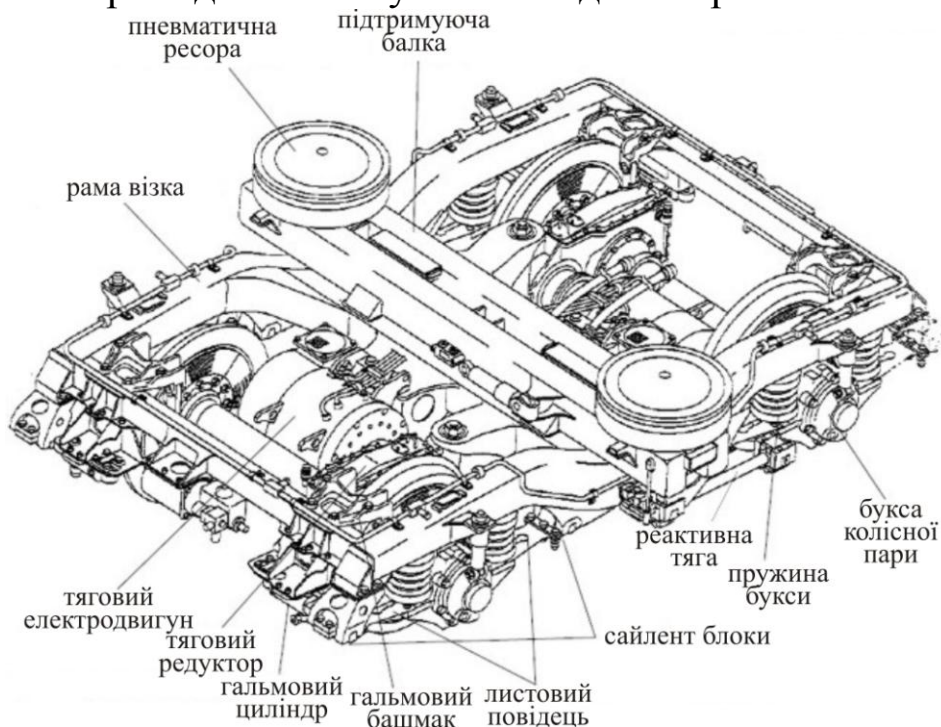


Рис. 4.22. Основні вузли візка ДТ200 поїзда серії 0.

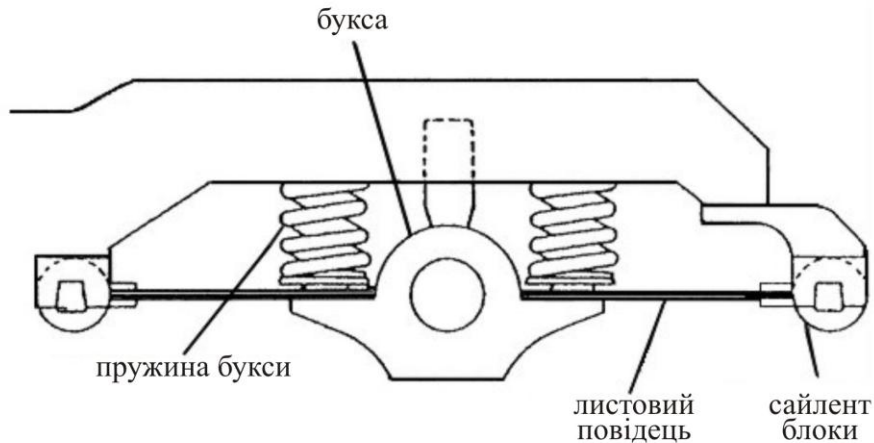


Рис. 4.23. Буксовий вузол типу "IS".

Така система буксового підвішування має ряд переваг, які проявляються в тому, що вертикальний прогин буксових пружин не ускладнений. При вертикальному русі відхиляються тільки листові повідці і втулки з гуми. При цьому забезпечується необхідна жорсткість як у поздовжньому, так і поперечному напрямках. Відсутнє тертя й зношення. Однак у цій системі є один недолік. Він полягає в тому, що візок має довгу базу. Це необхідно, щоб забезпечити визначену довжину і гнучкість листових повідців. Такий тип системи буксового підвішування також був прийнятий для поїздів серії 100 і 200.

Підтримуюча балка призначена для спирання кузова вагона через пневматичні ресори. Це забезпечує поворот візка в кривих ділянках і створює опір повороту при високій швидкості на прямих ділянках, щоб запобігти коливанню колісних пар. Балка зв'язана із кузовом через гасники поперечних коливань, опорні ковзуни і тягу, яка передає тягові зусилля від візка до кузова вагона і шворінь. Шворінь дозволяє візку повертатися відносно кузова у кривих. У той же час опорні ковзуни забезпечують фрикційний опір, щоб запобігти коливанням виляння. Підвішування кузова до рами візка здійснено через коліскові підвіски. Балка зварена зі сталевих листів товщиною 9 мм. Порожня частина балки слугує додатковим резервуаром для пневматичних ресор. Другий ступінь ресорного підвішування вагонів поїзда серії 0 виконано пневматичним. Дослідження з застосування пневматичного ресорного підвішування в японських залізничних екіпажах були

розпочаті ще в 1955 р. Спочатку вживали спроби застосовувати пневматичні ресори балонного типу, але на першому серійному поїзді серії 0 були встановлені розроблені в 1962 р. ресори діафрагмового типу.

Рама візка ДТ200 складається з центральної поперечної балки, на якій встановлено два опорних ковзуни і кінцеві балки. Балки виготовлені з листів товщиною 9 мм. Спочатку товщина кінцевих балок складала 6 мм, але пізніше була збільшена до 9 мм. На кінцевих балках встановлено гальмове та інше обладнання.

Загальний вигляд колісної пари з редуктором наведено на рис. 4.24. Осі колісних пар загартовувалися індукційним методом. Цей процес забезпечує гартування тільки поверхні, що робить вісь пружною при високих навантаженнях. Осі, які загартовані індукційним способом, використовуються на всіх візках.

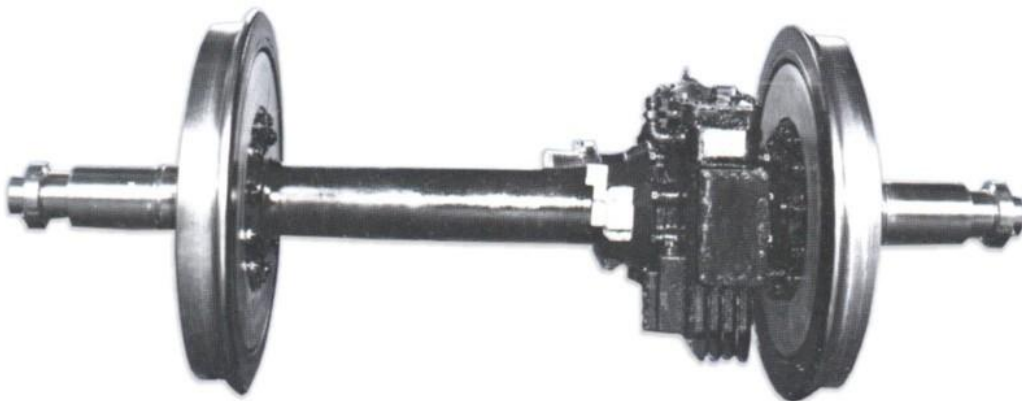


Рис. 4.24. Колісна пара поїзда Синкансен.

Візок має тяговий привод другого класу з двигуном, який підвішений на його рамі. Він передбачає створення і передачу обертового моменту через зубчасту рухому муфту і далі через редуктор, який спирається на вісь, на колісну пару.

Подальший розвиток поїздів Синкансен пов'язаний з поїздами третього покоління (серія 300). Для збільшення швидкості було потрібно створити полегшений візок. Після чисельних експериментів і досліджень був запропонований новий (без підтримуючої балки) візок ДТ203. Ця конструкція порівняно

з візком ДТ200 є полегшеною за масою і має зменшену базу. Вона значно стійка на високій швидкості, більш керована в кривих ділянках і має кращу комфортність під час руху поїзда.

Створення нового візка розпочалося на початку 1980 р. Після випробування візка було встановлено, що проблеми зі стійкістю (навіть на швидкості від 450 до 500 км/год) повністю відсутні. Також зменшилася вібрація. Пізніше були проведені випробування на довговічність, для чого був здійснений пробіг 300 тис. км. Після цього стало зрозуміло, що нові візки повністю задовольняють висунутим вимогам. Зараз вони використовуються на всіх поїздах серії 300 (рис. 4.25 і 4.26) і більш пізніх поколінь.

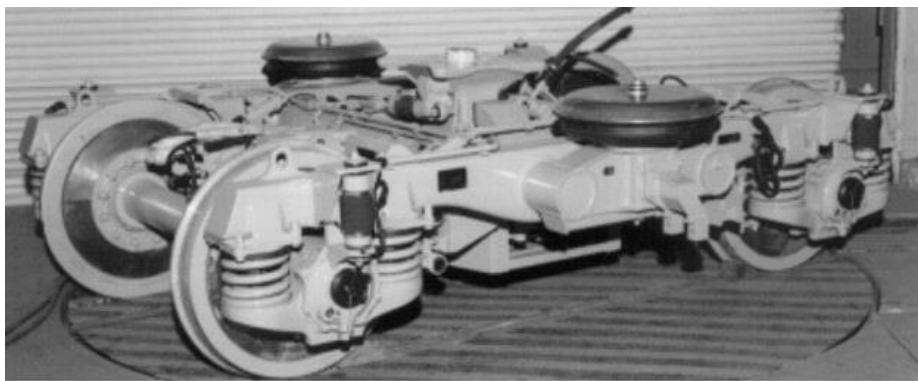


Рис. 4.25. Загальний вигляд візка поїзда серії 300.

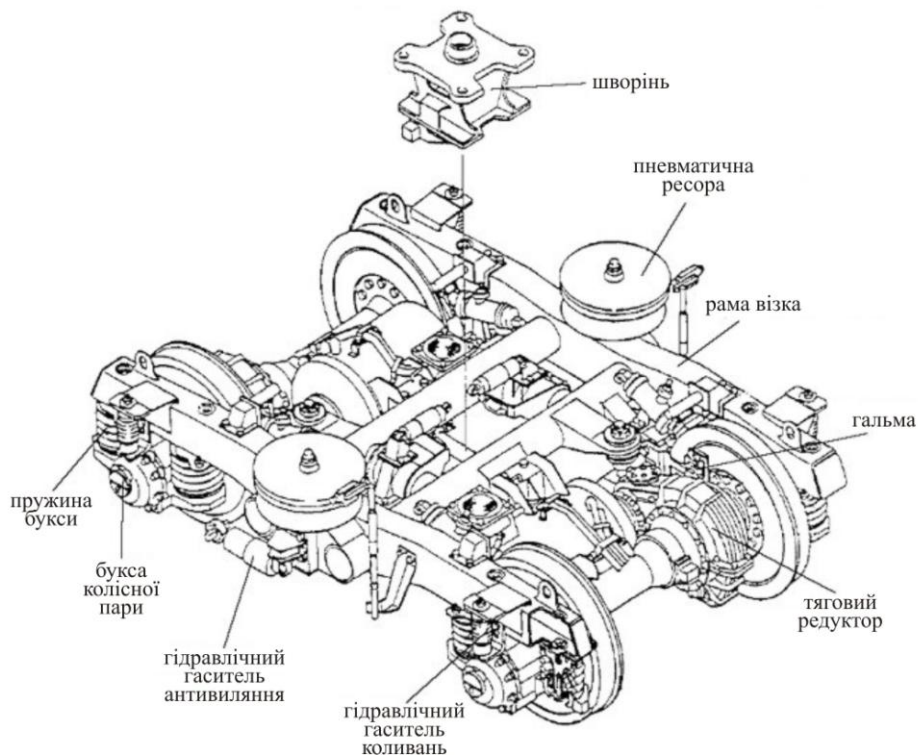


Рис. 4.26. Розташування вузлів на візку поїзда серії 300.

Як і на попередніх візках ДТ200, кожний візок поїзда серії 300 має дві пневматичні ресори, які тримають вагон у прямому стані. Однак, на відміну від конструкцій застарілих візків, ці пневматичні ресори не спираються на підтримуючу балку. Замість цього вони прикріплені безпосередньо на верхню поверхню рами візка. Основні характеристики цього візка: база - 2500 мм, діаметр коліс - 860 мм, маса - 6,6 т.

У буксовому вузлі візків поїзда серії 300 (рис. 4.27) використовуються пружини і циліндричні гумометалеві елементи. Вертикальне навантаження від візка передається на пружини. Поздовжнє й поперечне навантаження обмежується переважно циліндричними гумометалевими елементами. Завдяки оптимальній поздовжній і поперечній жорсткості циліндричних гумометалевих елементів збільшилася стійкість візка при високих швидкостях, а також покращилась її ходова якість. Крім того, зменшився бічний тиск коліс на рейки, який має значну величину в кривих ділянках колії. У візках також використовуються гасники коливань двосторонньої дії, у яких збільшено коефіцієнти демпфірування з метою зменшення цих коливань.

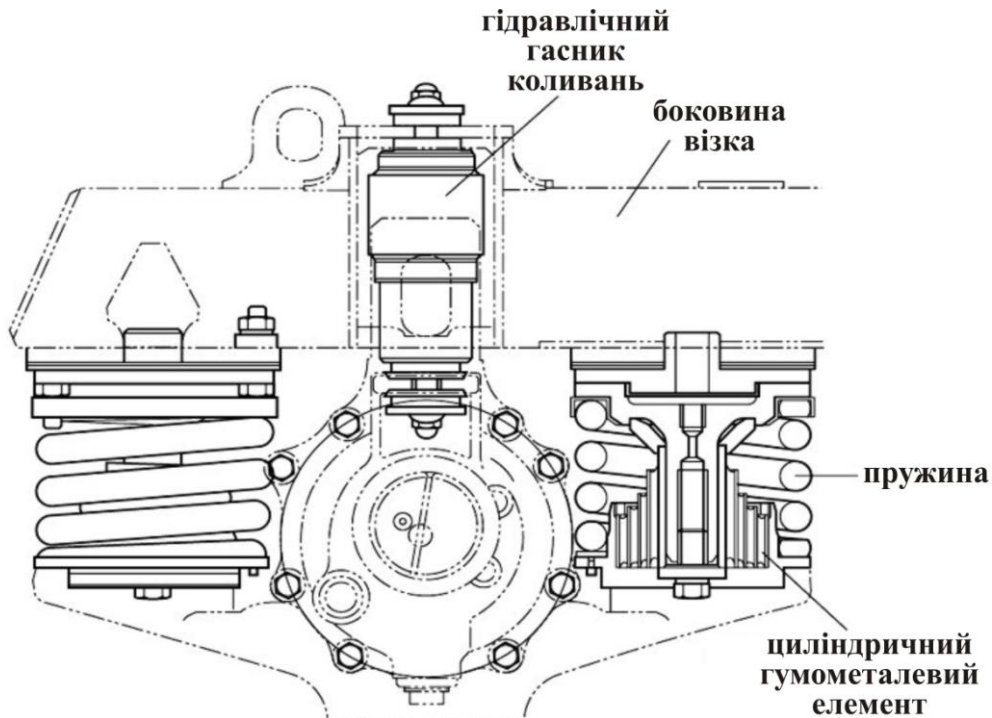


Рис. 4.27. Буксовий вузол поїзда серії 300.

Система центрального підвішування (другий ступінь) має свої особливості. Вона не має підтримуючої балки. Замість цього кузов вагона встановлено прямо на пневматичні ресори, що дозволяє здійснювати значні горизонтальні переміщення. Коли візок повертається відносно кузова в кривих ділянках колії, це відносне кутове переміщення компенсується за допомогою горизонтального перекосу пневматичних ресор. Поздовжні сили між кузовом і візком передаються через пряме або лінкерне з'єднання, встановлене в центрі візка.

Опорні ковзуни на візках ДТ200 поїздів серії 0 використовувались для запобігання коливань при високих швидкостях. Однак у випадку з новими візками поїздів серії 300 його коливання виляння сприймаються гасниками, встановленими між кузовом і візком зовні та паралельно боковинам рами візка.

Рама візка має Н-подібну конструкцію. Дві бічні балки виконані з листів товщиною 8 мм і приварені до поперечної балки з листів товщиною 9 мм (або 12 мм). Верхня частина боковин виконана плоскою, а поперечна балка виконана з безшовної труби для спрощення конструкції та уникнення зварних дефектів. Поперечна балка порожня і використовується як додатковий повітряний резервуар для пневматичних ресор.

Дискові гальма встановлюються на поперечній балці візка. У результаті цього новий візок на 800 мм коротше, ніж візок ДТ200. Крім того, він важить приблизно на 3 т менше, хоча при цьому база залишилась такою самою (2500 мм).

Колеса і осі нового візка аналогічні ДТ200, за винятком того, що діаметр коліс був зменшений з 910 мм до 860 мм, а також висвердлений отвір діаметром 60 мм в осі колісної пари для зменшення її непідресореної маси (рис. 4.28).



Рис. 4.28. Порожня вісь колісної пари.

У візках ДТ200 (поїздів серії 0) використовується одночасно два типи буксових підшипників: циліндричні роликові підшипники для сприйняття радіального навантаження і кулькові підшипники для сприйняття осьового навантаження. У новому візку (поїздів серії 300) буксові підшипники стали мати осьову втулку для сприйняття осьового навантаження. Зараз на цих візках використовуються конічні роликові підшипники.

Букса і корпус редуктора візків ДТ200 зроблені з чавуну, у той час як на новому візку вони виконані з алюмінієвого сплаву, що зменшує невіднесене масу візка.

У підсумку осьове навантаження поїзда серії 300 склало 11,4 т. Зниження навантаження на рейки призвело до зменшення динамічного впливу поїзда на колію, що дозволило підвищити припустиму швидкість руху.

Як було сказано раніше, основна мережа японських залізниць загального користування має вузьку колію (1067 мм). Для експлуатації на таких напрямках використовується поїзд серії 400 (міні-Синкансен). Для цього поїзда візки повинні були забезпечити стійкість при швидкості 270 км/год та вписування у криві з радіусом 400 м. Були виготовлені дослідні візки (ДТ9028, ДТ9029, ДТ9030), на які також були встановлені пустотілі осі і колеса діаметром 860 мм. Розходження між візками різних типів полягали в конструкції вузла першого ступеня ресорного підвішування. У візках першого типу застосовано циліндричні сталеві пружини, у другого – конічні гумометалеві амортизатори, а у третього – плоскі гумометалеві амортизатори з повідковою конструкцією кріплення буксового вузла паралелограмного типу (рис. 4.29).

Візок мав базу 2250 мм і був виконаний полегшеним за технологією, що була відпрацьована за час розвитку візків для поїзда серії 300. Після довгих випробувань було прийнято рішення взяти за основу проект візка третього типу - ДТ9030. Новий візок одержав маркування ДТ204 і був встановлений на серію 400. На випробуваннях, які проводились у 1991 р., була досягнута швидкість 345 км/год.

Конструкція візків поїзда серії 400 пізніше була взята за основу при розробленні візків для поїздів серії Е1 і Е3. У

центральному ступені підвішування застосовані пневматичні ресори діафрагмового типу.



Рис. 4.29. Візок поїзда серії 400 із шириною колії 1067 мм.

Диски пневматичного фрикційного гальма на колісних парах моторних візків встановлено безпосередньо на колесах, а на колісних парах підтримуючих безмоторних візків - на осях (по два подвійних диски з повітряними проміжками між ними).

Для візків вагонів поїзда серії E1 MAX (двоповерховий) за основу також була взята конструкція візка поїзда серії 400, але при цьому її елементи виконано посиленими та розрахованими на максимальне осьове навантаження 19 т (рис. 4.30). У візках нового поїзда практично повторена конструкція пневматичного підвішування, яка добре зарекомендувала себе протягом тривалого періоду експлуатації на поїздах серії 200.

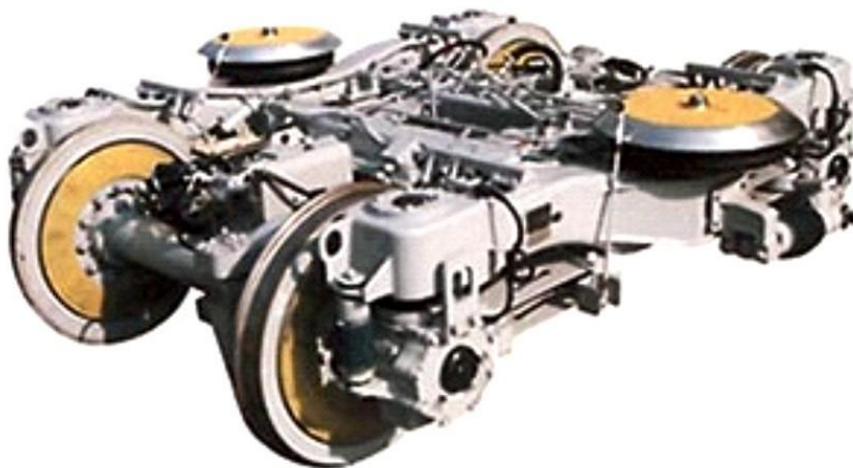


Рис. 4.30. Моторний візок поїзда серії E1 MAX.

У тяговому приводі використано асинхронні двигуни тривалою потужністю 410 кВт. При цьому загальна потужність, що споживається поїздом, становить 9840 кВт.

Застосовані технічні рішення по візках і кузовах вагонів поїзда E4 MAX не мають принципових відмінностей від тих, що використані у вагонах поїздів E1 MAX.

З використанням досвіду, який був отриманий при розробленні експериментального поїзда STAR 21 і поїзда серії 400, у 1995 р. був створений новий поїзд, який дістав серійне позначення E2.

Для зменшення коливань і вібрації вагонів поїзда між їх кузовами встановлено гідравлічні амортизатори. Вагони обладнані автоматичною (кінцеві вагони) і напівавтоматичною (проміжні вагони) системами зменшення вібрації.

Принцип роботи автоматичної системи полягає наступним чином. У вузлі кріплення кузова вагона до візка (у механічному зв'язку, який обмежує горизонтальні переміщення кузова перпендикулярно до осі колії) встановлено пневматичний циліндр, так званий активатор. Розміщений у нижній частині кузова датчик передає в мікропроцесорний контролер у реальному масштабі часу інформацію про амплітуду й частоту поперечних вібрацій. Виконавчий пристрій за складним алгоритмом керує подачею стисненого повітря в праву або ліву порожнину циліндра. Поршень через шток передає на кузов синхронне з коливаннями, але спрямоване у протилежний бік зусилля, яке зменшує вібрацію. У напівавтоматичній системі датчик також передає інформацію про частоту й амплітуду вібрації в контролер. Виконавчий пристрій, який впливає на гідравлічний амортизатор, змінює ступінь його жорсткості та зменшує рівень вібрації в конкретних умовах руху.

У вагонах поїзда E2 також використано візки з рамами H-подібної форми без підресорних балок (рис. 4.31). База візка складає 2500 мм. У візках застосовано повідкові букси з однобічними пружинними повідцями за паралелограмною схемою, пружними елементами типу "Еліго" із витотою пружиною, яка залита в гумову оболонку, і гідравлічні гасники коливань.

У тяговому приводі поїзда E2 застосовано асинхронні

двигуни тривалою потужністю 300 кВт і масою 450 кг. Сумарна тягова потужність поїзда складає 7200 кВт.

У поїздах серії 500 використовуються візки, конструкція яких випробувана у вагонах дослідного поїзда WIN 350. У цих візках (рис. 4.32) у першому ступені ресорного підвішування застосовано букси-важелі з циліндричними пружинами, які залиті в гумову оболонку та гідравлічні гасники коливань.

У центральному ступені ресорного підвішування застосовано пневматичні ресори діафрагмового типу, а між рамою візка й кузовом вагона (другий ступінь) включено гідравлічні гасники коливань. Характеристики пристроїв пневматичного підвішування регулюються за допомогою комп'ютерної системи управління залежно від швидкості руху, заселеності поїзда і стану колії.

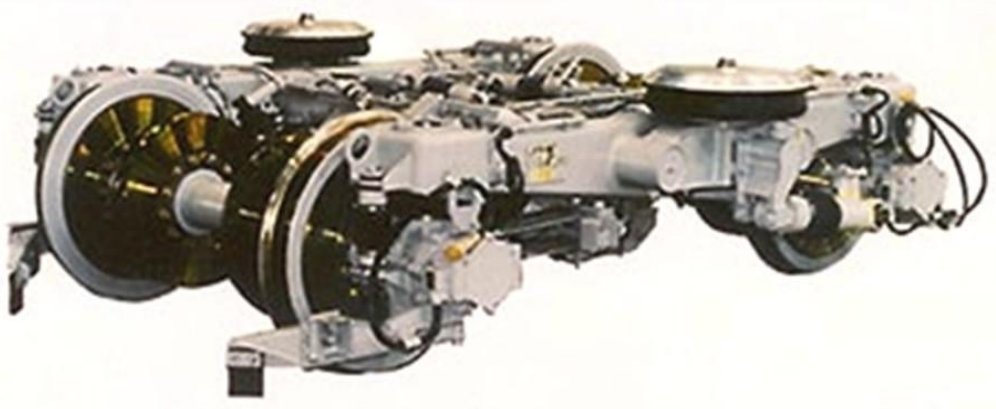


Рис. 4.31. Візок поїзда серії E2.



Рис. 4.32. Візок поїзда серії 500.

У кінцевих вагонах застосовано активну систему зменшення коливань. Це у свою чергу забезпечує високу плавність ходу, перешкоджає розвитку під час руху бічного хитання, виляння та інших небажаних явищ. Перші візки кожного з кінцевих вагонів (вони крайні в поїзді) оснащені пристроями вимірювання горизонтального і вертикального прискорення рами візка, а також вібрації. Під час руху бортовий комп'ютер постійно контролює ці параметри і при перевищенні встановлених граничних величин відразу передає інформацію про незадовільний стан колії або рухомого складу в центр управління рухом поїздів. Крім того, якщо виникне потреба, видає команду на екстрену зупинку поїзда.

У поїзді серії 700 порівняно з поїздом серії 500 зменшена кількість моторних осей. У 16-вагонному варіанті поїзд формується з 12 моторних і чотирьох причіпних вагонів, тобто поїзд серії 700 складається з чотирьох секцій, у кожному з яких входять три моторних вагони і один причіпний.

Кузови вагонів поїзда 700 зварені з довгомірних об'ємних екструдованих панелей типу double skin (від англ. "подвійна оболонка") з алюмінієвих сплавів. Характерною рисою цих панелей є те, що вони мають велику жорсткість. Простір між діагональними внутрішніми ребрами жорсткості (між тонкими листами оболонки) заповнюється шумо- і віброізолюючою мастикою. Між несучими панелями кузова та елементами внутрішньої обшивки також застосовується піниста звуко- і теплоізолююча маса.

У поїздах серії 700 використовуються візки, які за конструкцією є аналогічними поїзду серії 500.

На сьогодні для підвищення швидкості, ходових якостей при вписуванні в криві ділянки колії з одночасною безпекою та надійністю здійснюються нові розробки, які спрямовані:

- на забезпечення точності елементів візків;
- зменшення ваги візка та маси його невіднесеної частини;
- розвиток більш простих конструкцій візків зі зменшеною кількістю зварних деталей і підвищеною їх надійністю;
- покращення систем ресорного підвішування;
- розвиток маятникових систем нахилу кузова вагона;

- ефективно використання різних типів гасників, зокрема гасників коливань між вагонами;
- подальше вивчення аеродинамічної вібрації вагонів, яка виникає при проходженні поїздів через тунель або при зустрічі один з одним.

4.4. Екіпажна частина італійських високошвидкісних поїздів

Для італійських високошвидкісних поїздів у процесі проектування порівнювалися різні варіанти компоновання ходових частин. У результаті цього був обраний двовісний візок із базою 3 м і тяговими двигунами, які підвішуються до кузова. Цей варіант найбільше відповідав вимогам динамічної стійкості й взаємодії з колією у вертикальному й поперечному напрямках [48].

Двовісний візок має повідковий буксовий вузол, виконаний за схемою антипаралелограма, з однією центральною пружиною на буксі та гідравлічним гасниками коливань (рис. 4.33).

У центральному ресорному підвішуванні (другий ступінь) застосовано пружини "Флексикойл" із гідравлічними гасниками вертикальних і поперечних коливань, а також спеціальний гасник із прямокутною характеристикою, який протидіє вилянню візка.

Тяговий привод індивідуальний, третього класу. Тягові двигуни й редуктори поєднані в загальний блок, який підвішується на чотирьох підвісках під кузовом. Шарнірно-повідкова муфта поздовжньої компенсації з довгим за розмірами порожнім валом, який з'єднує ведене зубчасте колесо з колісною парою. У поздовжньому напрямку кузов зв'язаний із рамою візка брусом низької тяги, який шарнірно закріплений на його поперечній балці.

Таким чином, візок повністю звільнений від жорсткого зв'язку з масами моторно-редукторного блока як у вертикальному, так і поперечному напрямках. Це сприяє підвищенню критичної швидкості за вилянням візка та зменшує вплив на колію при русі з великими швидкостями в прямих ділянках колії й кривих великих радіусів.

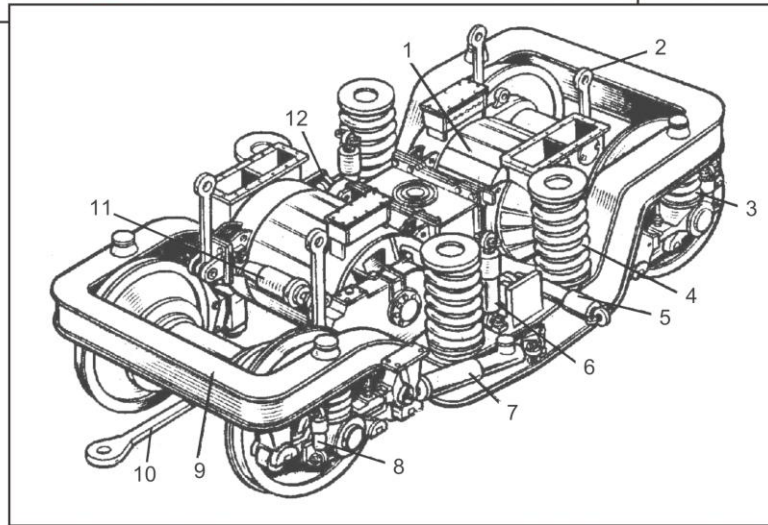
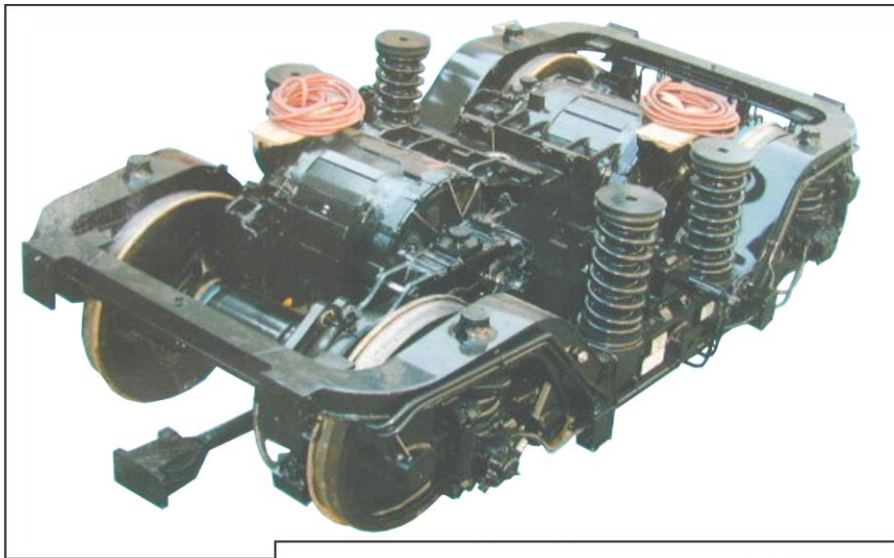


Рис. 4.33. Моторний візок електропоїзда ETR 500: 1 - тяговий двигун; 2 - підвішування моторно-редукторного блока; 3, 4 - відповідно пружини буксового й кузовного ступеня; 5, 6 - гідравлічні гасники відповідно поперечних і вертикальних коливань кузова; 7, 8 - гідравлічні гасники коливань виляння та галопування візка; 9 - порожній вал тягової муфти; 10 - брус низької тяги; 11 - пружинний механізм, який забезпечує центрування з тяговим двигуном; 12 - упор для пневматичного балона на поперечному зв'язку.

Щоб уникнути поперечного "розгойдування" моторно-редукторного блока між ним і кузовом застосовано спеціальні пружинні механізми, які мають характеристику з попереднім натягом. Вони забезпечують центрування осі блока за умов руху в прямих ділянках колії та кривих великого радіуса. В умовах руху

в кривих малих радіусів (менше 500 м) виникає небезпека появи відносних поперечних переміщень редуктора й колісної пари. Тобто порушується зв'язок візка з кузовом вагона. Це вже не може бути сприйнято шарнірно-повідковими вузлами муфти. Щоб уникнути пошкодження муфти у цьому випадку на візку передбачено спеціальний важільний механізм жорсткого кутового зв'язку рами візка з моторно-редукторним блоком. Він змушує цей блок повертатися за візком навколо вертикальної осі, не заважаючи іншим переміщенням. Це забезпечує відносні поперечні переміщення осі колісної пари й редуктора в припустимих межах.

Таким чином, створюється цілком особлива кінематична схема візка. У ній немає інерційного зв'язку з моторно-редукторним блоком під час поперечного поступального руху. Однак такий зв'язок залишається в умовах обертального руху відносно вертикальної осі. Остання обставина є вимушеним рішенням, внаслідок якої є деяке підвищення впливу на колію. Інше неординарне рішення - це застосування паралельно з пружинами активного кузовного ступеня підвішування в поперечному напрямку. Він керує пружним зв'язком змінної жорсткості у вигляді пневматичних елементів, які перешкоджають надмірному наростанню поперечних коливань локомотива.

Колісні пари немоторного візка (рис. 4.34) мають по три гальмових диски, які розташовані на його осях.

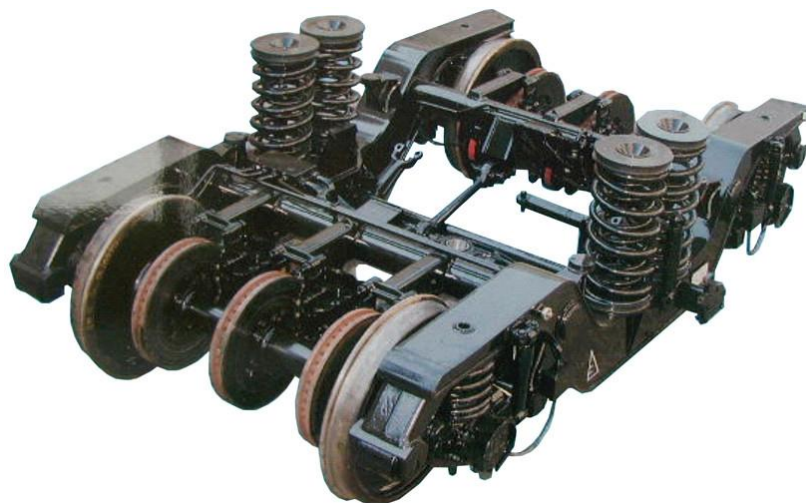


Рис. 4.34. Немоторний візок поїзда ETR 500.

Поєднання високого рівня припустимого поперечного прискорення ($1,3 \text{ м/с}^2$), що непогашене з великою вертикальною гнучкістю пружин кузовного підвішування, може створити загрозу поперечної стійкості кузова під час руху в кривих. Щоб уникнути цього, застосовується спеціальний торсіонний стабілізатор бічного хитання.

Конструкція буксового вузла виконана, як і у всіх європейських високошвидкісних поїздів, із застосуванням подвійних роликів радіально-упорних підшипників.

4.5. Екіпажна частина іспанських високошвидкісних поїздів

Сьогодні іспанські високошвидкісні поїзди Talgo (рис. 4.35) багато хто пов'язує з розсувними колісними парами для різної ширини колії. Однак сутність патенту Talgo, який був отриманий у 1942 р., полягала саме в зчленуванні й зменшенні маси вагонів. А розсувні колісні пари для руху по лініях різної колії з'явилися в поїздах Talgo лише в 1969 р [72].



Рис. 4.35. Високошвидкісний поїзд Talgo 350.

Ідея Talgo передбачає використання дуже коротких легких зчленованих вагонів з однією віссю, яка розташовується на задньому за напрямком руху кінці вагона. При цьому передньою частиною кожний вагон спирається на попередній, а перший вагон спирається на локомотив. Проміжні вагони встановлено на одновісних візках, які розміщені під вузлами зчленування суміжних вагонів (рис. 4.36).



Рис. 4.36. Одновісний візок проміжного вагону.

Отже, у розглянутому поїзді, як і в більшості поїздів Talgo, майже у 2 рази менше колісних пар, ніж в інших поїздах такої самої довжини. Це забезпечує їх абсолютну стійкість, а також створює умови для істотної економії на витратах щодо виготовлення й технічного обслуговування.

Розташування колісних пар між вагонами, а не під ними, має ряд істотних переваг. Це зокрема дозволяє знизити рівень підлоги й загального центра мас вагона, а також зменшити його висоту. За рахунок цих факторів вплив бічного вітру на вагони зменшується. На основі цього значно зменшується й опір руху поїзда. До того ж коротка відстань між розташуванням колісних пар, яка дорівнює довжині вагона, послаблює динамічний вплив поїзда на колію.

Крім того, колеса колісних пар проміжних вагонів Talgo вільно обертаються на осі незалежно одне від одного. Тому знижується ймовірність виникнення інтенсивного виляння, яке характерно для традиційної ходової частини зі щільно насадженими на вісь колесами, що створює безліч проблем, особливо під час руху з високою швидкістю. Крім того, відпадає необхідність у точній рівності діаметрів і відповідно профілів двох коліс однієї колісної пари (ці вимоги постійно повинні задовольняти колесам класичних колісних пар).

Таким чином, проміжні вагони поїзда Talgo з'єднані між собою за допомогою компактних зчленованих зчпних пристроїв,

геометричний центр яких розташований у тій же поперечній площині, що й осі колісних пар. На додачу до цього між вагонами змонтовано спеціальний пристрій, який перешкоджає будь-якому повороту кузова одного вагону відносно кузова суміжного з ним, а також їх вертикальному зсуву один відносно одного та заповзанню одного на одній у випадку зіткнення.

Одноосьові візки проміжних вагонів поїзда Talgo мають двоступінчасте ресорне підвішування. Пружини першого ступеня знаходяться над буксою кожного колеса, а другий ступінь убудований у механізм системи нахилу кузова аналогічно тому, який прийнятий у поїздах сімейства Talgo Pendular. При такому типі підвішування під дією відцентрових сил у кривих ділянках колії кузов природно нахиляється всередину кривої без необхідності додавання додаткового зовнішнього зусилля, що істотно підвищує рівень комфорту для пасажирів.

Що стосується поглинання енергії при коливальних переміщеннях основного підвішування, було вирішено залишити первісний варіант із постановкою амортизаторів між кузовами суміжних вагонів так само, як у поїздах Talgo Pendular. Таке рішення прийнято й у поїздах із вагонів із кузовами, що нахиляються, ряду інших компаній-виготівників.

Змієподібний поїзд із невеликих за висотою коротких вагонів, з низько розташованим центром мас, добре вписується в криві ділянки колії малого радіуса й може проходити їх зі швидкістю до 160 км/год. Конструкція вагона з однією віссю в задній за рухом частині забезпечує високу безпеку при проходженні кривих, оскільки гребінь колеса має негативний кут відносно зовнішньої рейки. Це виключає схід із рейок внаслідок такого набігання. У той же час для цієї конструкції властивий помітний недолік - поїзд може рухатися тільки в одному напрямку і в кінцевому пункті повинен бути обернений на петлі або трикутнику.

Подолання таких експлуатаційних труднощів, які пов'язані з необхідністю розвороту поїздів Talgo II у кінцевих пунктах, було створено в поїзді Talgo III. У цих поїздах конструкція підвіски коліс змінено. Їх положення управляється за допомогою спеціальних важелів таким чином, що в кривих, незалежно від

напрямку руху, гребінь колеса завжди має негативний кут. Кінцеві вагони поїзда обладнали додатковою розрізною віссю, а інші одновісні візки залишилися розташованими між проміжними вагонами.

Ще більш сприятливі результати під час руху в кривих малого радіуса показали поїзди Talgo наступних поколінь.

У липні 1980 р. в експлуатацію був прийнятий поїзд Talgo Pendular (від ісп. - маятник) з оригінальною системою нахилу кузовів вагонів у кривих. Кузов вагона в другому ступені підвішування спирається на два гумових пневматичних балони. Вони розташовані досить високо (практично під дахом вагона) і прикріплені до колон, які спираються на раму візка. У балонах підтримується надлишковий тиск, а пневматично вони закорочені між собою (рис. 4.37).

На відміну від італійських поїздів сімейства Pendolino, поїзди Talgo Pendular не мають пристроїв примусового активного нахилу кузова. Нахил кузовів вагонів Talgo Pendular здійснюється при входженні в криву за рахунок природного впливу відцентрової сили. При цьому внутрішній відносно центра кривої повітряний балон стискується й повітря з нього переходить у зовнішній балон. Пасивна система нахилу кузова, на відміну від активної, дозволяє здійснити нахил лише на $4-5^\circ$ (проти прийнятого $7-8^\circ$). Однак з урахуванням низького центра мас і підлоги вагона цього досить для значної компенсації непогашених бічних прискорень у кривих ділянках колії.

З 1969 р. поїзди Talgo почали оснащуватися розсувними колісними парами, що дозволило організувати прямі сполучення між Іспанією та іншими європейськими країнами з переходом на кордоні з колії 1668 мм на колію 1435 мм.

Переміщення коліс на осях здійснюється при проходженні вагонів поїзда зі швидкістю близько 5 км/год через спеціальний пристрій (рис. 4.38). Він розблоковує замки кріплення півосей, переставляє колеса на іншу ширину колії й знову блокує їх у новому положенні.



Рис. 4.37. Проміжний одновісний візок високошвидкісного поїзда Talgo 350.

У травні 1998 р. почалося розроблення нового електропоїзда, що одержав фірмову назву Talgo 350. У ході випробувань у березні 2001 р. цей поїзд розвинув швидкість 359 км/год.



а)



б)

Рис. 4.38. Проїзд поїзда Talgo 350 з тепловозом (а) через пристрій зміни коліс на іншу ширину колії (б).

Зовнішній вигляд моторного вагона поїзда Talgo 350 (рис. 4.39), обрис якого був обраний у результаті ретельних досліджень (у тому числі в аеродинамічній трубі), нагадує головні вагони останніх японських високошвидкісних поїздів, зокрема, серії 700. За твердженням розробників, витягнута лобова частина моторного вагона істотно покращує його аеродинамічні характеристики й зменшує ударну хвилю, що виникає при входженні в тунель і зустрічі двох поїздів.

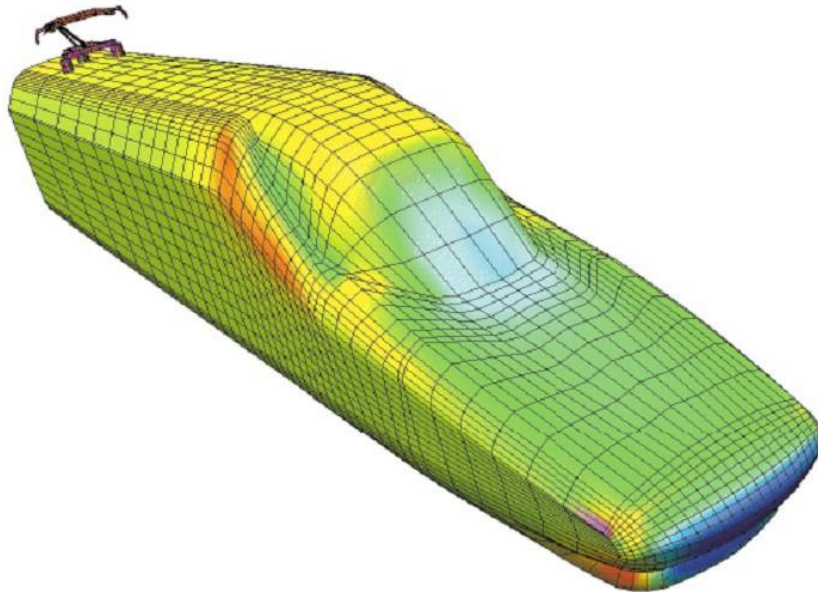


Рис. 4.39. Моделювання лобового опору поїзда Talgo 350.

Зварний кузов моторного вагона виготовлено із гнутих сталевих профілів і листової сталі. У лобовій частині кузова встановлено автозчеп із поглинаючим пристроєм, що закривається механізованим обтічником. Передній буферний брус розрахований на установа захисного елемента, який зминається під час удару. Задній буферний брус може бути обладнаний зчепом зі сполучними муфтами або звичайною гвинтовою стяжкою (через спеціальний адаптер) і буферами.

Моторний вагон має два двовісні моторні візки типу Flexifloat (рис. 4.40) зі зварними рамами з балок коробчастого перерізу.



Рис. 4.40. Моторний візок поїзда Talgo 350.

Як первинне, так і вторинне ресорне підвішування виконано на гвинтових пружинах. Величина поперечних переміщень обмежується гумовим упором. Напрямок колісних пар за поздовжньою віссю, а також передача тягових і гальмових зусиль здійснюється за допомогою горизонтальних повідців. Завдяки цьому колісна пара може безперешкодно переміщатися в поперечному й вертикальному напрямках. Тягові й гальмові зусилля між візком і кузовом передаються низько розташованою штангою зі зносостійкими елементами в її зчленуваннях.

На кожній колісній парі встановлено один гальмовий диск на осі й по одному на колесах. Як елемент захисту на візку встановлений датчик бічних прискорень для контролю стійкості руху і датчики температури, які контролюють ступінь нагрівання буксових підшипників.

Асинхронні тягові двигуни закріплено на рамі візка через маятникову підвіску, а редуктор встановлено безпосередньо на осі колісної пари. Переміщення тягового двигуна відносно встановленого на осі редуктора компенсуються за допомогою муфти з арковими зубами. Така конструкція забезпечує:

- зменшення невіднесеної маси за рахунок частково віднесеного тягового привода, а також за рахунок виготовлення корпусу редуктора з алюмінієвого сплаву;

- прискорення розформування моторних колісних пар за рахунок монтажу компактного редуктора на маточині, яка запресовується на вісь колісної пари;

- значне зменшення прогину вала зі статично визначеним спиранням.

У редукторі використано шестірні й зубчасті колеса зі шліфованими зубами, які зміцнені методом цементації. У конструкції застосовано ущільнення валів, які не містять деталей, що зношуються. Максимальне осьове навантаження моторного вагона складає 17 т.

Відмінність вагонів поїзда Talgo 350 від попередньої моделі полягає у відсутності механізмів зміни відстані між колесами на осях, оскільки цей поїзд призначений тільки для ділянок із нормальною колією. Однак у перспективі планується доопрацювати такий пристрій, розраховуючи на максимальну швидкість 350 км/год і запровадити його на високошвидкісних поїздах.

Завдяки використанню одновісних візків із радіальним установленням колісних пар зчленовані поїзди Talgo забезпечують оптимальний вплив на колію. Такий ходовий механізм у кривих і на прямолінійних ділянках колії гарантує установлення коліс паралельно рейкам. Результатом цього є висока плавність руху з мінімальним зношенням коліс і рейок, а також високий рівень безпеки відносно сходу з рейок.

Висока надійність поїзда Talgo Pendular більшою мірою заснована на простоті системи нахилу кузова, для якої не потрібні пристрої управління, автоматичного регулювання й відповідна електроніка. До позитивних якостей такої системи можна віднести:

- технічну простоту і одночасно її високу ефективність;
- високу надійність, яка підтверджена експлуатацією з 1980 р.;
- відсутність необхідності в споживанні енергії й додаткових витрат при виробництві й технічному обслуговуванні.

4.6. Екіпажна частина високошвидкісних поїздів Росії

Візки швидкісного електропоїзда ЕР200 виконувалися двовісними, безщелепними, із двоступінчастим ресорним підвішуванням, яке містило в собі циліндричні пружини й гідравлічні гасники коливань у буксовому підвішуванні, пневматичні ресори діафрагмового типу та горизонтальні гідравлічні гасники коливань у центральному безколисковому підвішуванні [28].

Усі осі колісних пар (крім першої осі переднього причіпного візка головного вагона) були обладнані електропневматичними дисковими гальмами. Гальмові диски розміщалися на суцільнокатаних колесах. Для екстреного гальмування всі візки були обладнані магнітнорейковими гальмами. Гальмові осі всіх візків були обладнані протиюзними пристроями, датчики яких розташовувались в кришках букс.

Передній візок головного вагона відрізнявся від заднього тим, що його перша вісь була негальмовою. На торцях цієї негальмової осі розміщено осьові датчики системи автомашиніста й багатозначної автоматичної локомотивної сигналізації.

Візок моторного вагона (рис. 4.41) містив у собі тяговий привод, який складався з тягового електродвигуна, пружної муфти, осьового редуктора й заземлюючого пристрою. Підвіска тягового двигуна на візку рамна. Обертальний момент передавався від тягового двигуна до шестірні редуктора за допомогою еластичної пружної муфти, яка допускає в експлуатації паралельний зсув валів якоря тягового двигуна й шестірні редуктора до 15 мм і поздовжній зсув до 20 мм. Тяговий одноступінчастий редуктор був пружно підвішений на кронштейні поперечної балки рами за допомогою прямого стрижня. Опорні фланці були жорстко закріплені в кронштейні, а в середній частині стрижня між двома гасниками був закріплений носик редуктора.

Рама візка поїзда ЕР200 являла собою зварну конструкцію замкненого контуру й складалась з двох поздовжніх балок вигнутого профілю, у прорізі яких встановлювалось центральне

підвішування, а також одна середня та дві кінцеві поперечні балки, що з'єднували поздовжні балки.

Поздовжні, поперечні й кінцеві балки рами візки виготовлені з двох штампованих профілів, які з'єднувалися між собою зварюванням і утворювали замкнений коробковий переріз.

До рами приварювалися литі кронштейни для установлення й кріплення надбуксового підвішування (надбуксових пружин і буксових гідравлічних гасників коливань), дискових гальм, центрального підвішування, підвіски редуктора, магнітнорейкового гальма та пристрою очищення колісних пар по колу кочення. До середньої поперечної балки рами моторного візка приварювалися спеціальні фартухи для кріплення тягових двигунів.

Динамічні випробування моторного візка електропоїзда EP200 встановили, що при обмеженому пробігу (приблизно 200 тис. км) в ній з'являються утомлені тріщини у вузлі з'єднання кінцевої поперечної балки з боковиною візка по зовнішніх і внутрішніх кромках литого кутового кронштейна. Тріщини були виявлені також у вузлі з'єднання поперечної балки з боковиною візка по кромках литих кронштейнів магнітнорейкового гальма. Крім того, випробуваннями було встановлено, що запаси міцності вузлів кріплення тягових двигунів до поперечної балки рами візка та кронштейна тягового повідця на підресорному брусі знаходяться на рівні мінімально припустимого значення. Причипний візок показано на рис. 4.42.

У результаті цього Ризьким вагонобудівним заводом (РВЗ) були вжиті заходи щодо виготовлення посилених рам візків моторних вагонів, щоб вчасно замінити ними існуючі рами візків у випадку появи в них таких тріщин. З урахуванням проведених випробувань завод РВЗ розробив удосконалений візок для моторних вагонів електропоїздів EP200 наступного випуску.

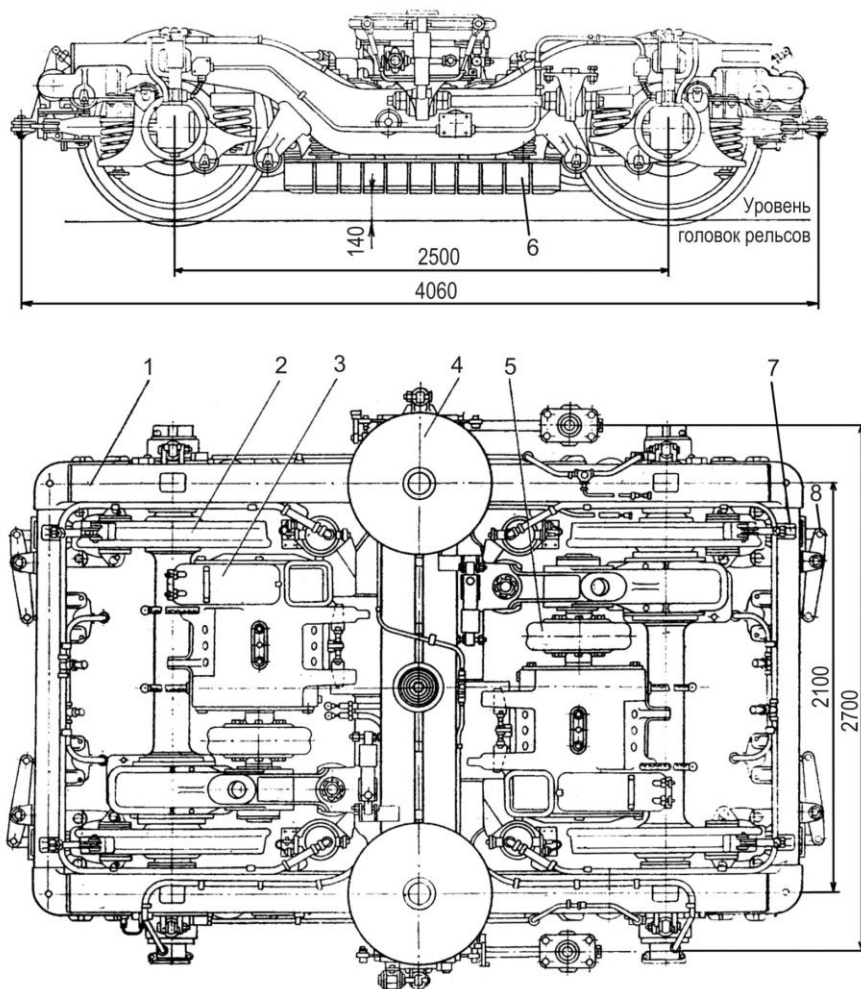


Рис. 4.41. Моторний візок електропоїзда EP200: 1 - рама; 2 - колісна пара з редукторами та буксовими вузлами; 3 - тяговий двигун; 4 - центральне підвішування; 5 - пружна муфта; 6 - магнітнорейкові гальма; 7 - пристрій очищення коліс по колу кочення; 8 - дискові гальма.

Конструкція візків високошвидкісного поїзда "Сапсан" (міжнародне позначення SF-520) виконана виходячи з вимог стандарту плавності руху поїзда та забезпечення комфорту для пасажирів.

Візки для електропоїзда "Сапсан" розроблені й виготовлені на заводі в м. Грац (Австрія), який є найбільшим у Європі виробником багатьох видів візків для рухомого складу різних типів. На рис. 4.43 зображені (моторний і немоторний) візки електропоїзда ICE3, на базі якого був розроблений електропоїзд Velaro RUS "Сапсан" [79].

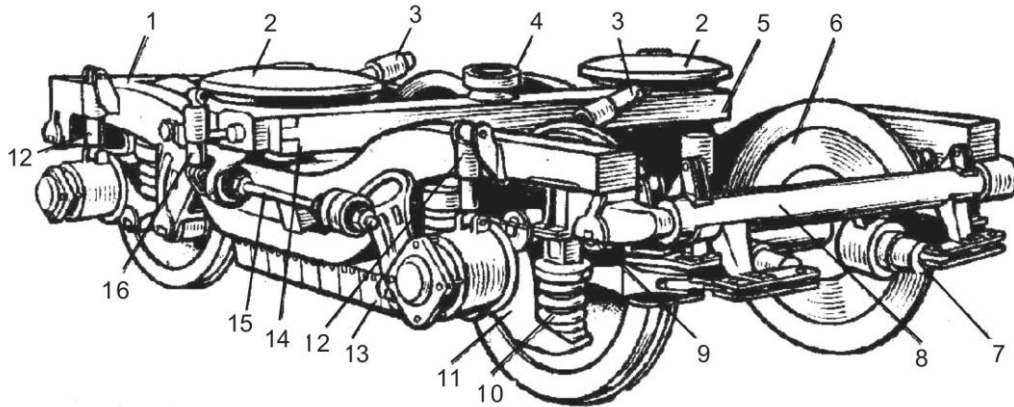
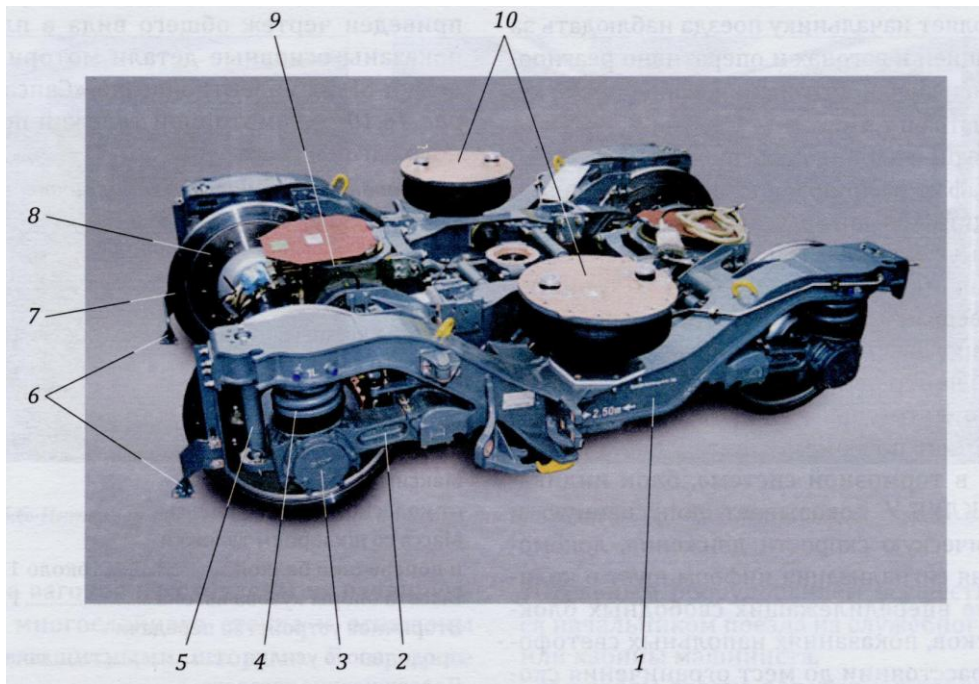


Рис. 4.42. Причіпний (немоторний) візок електропоїзда EP200: 1 - рама візка; 2 – пневматична ресора; 3 - гасник поперечних коливань; 4 - гніздо шворня; 5 - підресорний брус; 6 - гальмовий диск; 7 - гальмовий циліндр; 8 - кінцева поперечна балка; 9 - сайлент-блок; 10 - пружина; 11 - букса; 12 - гасник вертикальних коливань; 13 - електромагнітне гальмо; 14 - опора підресорного бруса; 15 - тяговий повідець; 16 - гасник вертикальних коливань кузова

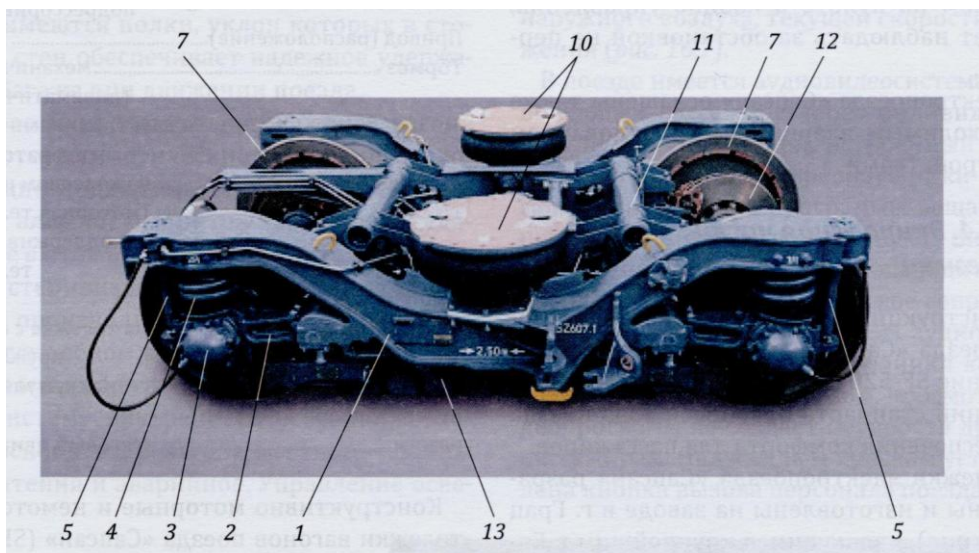
За прототип візка "Сапсана" був узятий зразок, створений у 2004 р. для іспанського високошвидкісного поїзда Velaro E (E - іспанський). Основні вузли екіпажної частини електропоїзда "Сапсан" такі самі, як і у візках поїзда ICE3, що показали в експлуатації високу ходову якість. Тягові двигуни електропоїзда "Сапсан" і розташування їх компонентів у візку збережено такими самими, як і у поїзді ICE3 - це поперечне розташування тягових двигунів, які пружно спираються на раму, і розміщення на осях колісних пар легких редукторів.

Конструктивно моторні та немоторні візки вагонів поїзда "Сапсан" (SF-520) максимально уніфіковані. Різниця між візками полягає тільки в наявності компонентів тягового привода.

Поїзд "Сапсан" має пневматичне фрикційне гальмо з дисковими гальмами на колесах моторних візків і по три гальмових диски на кожній осі немоторних візків. Крім того, моторні візки під час гальмування гальмуються додатково за допомогою генераторного режиму роботи тягових двигунів.



а)



б)

Рис. 4.43. Моторний (а) і немоторний (б) візки електропоїзда "Сапсан": 1 - рама візка; 2 - буксовий балансир (важіль); 3 - букси; 4 - циліндрична пружина першого ступеня підвішування; 5 - гідравлічний гасник коливаний першого ступеня підвішування; 6 - колієочисник; 7 - колісна пара; 8 - гальмовий диск на колесі моторного візка; 9 - тяговий електродвигун; 10 - пневматична ресора; 11 - гальмова балка немоторного візка; 12 - гальмовий диск на осі немоторного візка; 13 - башмак магнітнорейкового гальма немоторного візка.

Використовується переважно генераторне гальмо, яке забезпечує беззносний режим. Завдяки більш швидкому регулюванню воно забезпечує високий порівняно з пневматичним гальмом ступінь використання коефіцієнта тертя (0,15). Його гальмова потужність розрахована як резервна для пневматичного фрикційного гальма, при використанні якого при повністю завантаженому поїзді та можливому коефіцієнті тертя 0,13 у нижньому швидкісному діапазоні може бути досягнуто значення гальмового шляху 2430 м при 250 км/год і 1000 м при 160 км/год. Управління гальмуванням здійснюється за принципом автоматичного пневматичного гальма з електричним управлінням, при якому гальмове зусилля зростає при падінні тиску в гальмовій магістралі. Завдяки цьому можливе буксирування поїзда іншим локомотивом тільки за рахунок пневматичного енергопостачання, без використання електроенергії. Для поліпшення динаміки управління автоматичними пневматичними гальмами в поїзді передбачені електропневматична керуюча магістраль і розподільні клапани з електропневматичним додатковим пристроєм. У кожному вагоні є один (у середніх вагонах із перетворювачем - SR-T) або два (у всіх інших вагонах) блоки управління гальмами, які завдяки їх резервуванню та оптимальному розподілу завдань забезпечують швидке й ефективно гальмування.

Тягові компоненти поїзда розподілені по всіх десяти вагонах поїзда. В обох половинах поїзда знаходяться автономно функціонуючі тягові установки, які складаються з двох ідентичних тягових блоків. У кожному тяговий блок входять один тяговий перетворювач, включаючи блок управління приводом (БУП), чотири паралельно підключених тягових двигуни, один вузол для створення гальмового зусилля, а також спеціальні схеми перетворювачів власних потреб (ПВП) на тяговому проміжному контурі. У випадку виходу з ладу одного з тягових блоків він від'єднується, не впливаючи на роботу обладнання, яке залишилося. Тим самим поїзд може продовжувати рух на 75 % установленій на ньому тягової й електричної потужності гальмування.

Моторні колісні пари мають по два подвійних гальмових

диски, які встановлені на колесах. Кожна колісна пара неоторного візка оснащена шістьма (замість трьох в ICE3) гальмовими дисками, які змонтовані на осі. Для гальмових дисків використовується термостійка лита легрована сталь, для накладок - металокераміка. Така система має високу енергопоглинаючу здатність.

У першому ступені ресорного підвішування застосовано вертикальні гвинтові пружини, у другому - пневматичні ресори з запасними повітряними резервуарами збільшеного об'єму. Після оптимізації такої конструкції візки пройшли інтенсивні випробування. Вони підтвердили достатні динамічні характеристики, особливо відносно стійкості, плавності руху та низького рівня сил у взаємодії коліс із рейками.

Візок поїзда Allegro розроблений із використанням сучасних технологій і відповідає найвищим вимогам зі взаємозамінності та простоти технічного обслуговування [10]. За конструкцією він аналогічний візку італійського електропоїзда ETR-500. Виті пружини первинного і вторинного ступенів підвішування забезпечують високий рівень безпеки та комфорту пасажирів. Рами візків, пружини підвіски, осі моторних і неоторних візків і навіть усього візка в зборі є повністю взаємозамінними.

На поїзді Allegro застосована активна система нахилу кузова вагона в кривих ділянках колії, схема якої показана на рис. 4.44.

Система нахилу кузова вагона в кривій ділянці колії дає можливість збільшити швидкість руху приблизно на 20 км/год (залежно від радіуса кривої) без істотного погіршення комфорту проїзду пасажирів. Система нахилу інтегрована в конструкцію кожного візка і забезпечує можливість нахилу кузова вагона до 8° .

Нахил кузова здійснюється за рахунок підвищення тиску оливи в циліндрах з одного боку візка (активні циліндри). При цьому в циліндрах із протилежного боку тиск залишається незмінним. При досягненні необхідного кута нахилу тиск у циліндрах урівноважується і система приходить у сталий стан. При зниженні тиску в активних циліндрах система повертається в початкове положення.

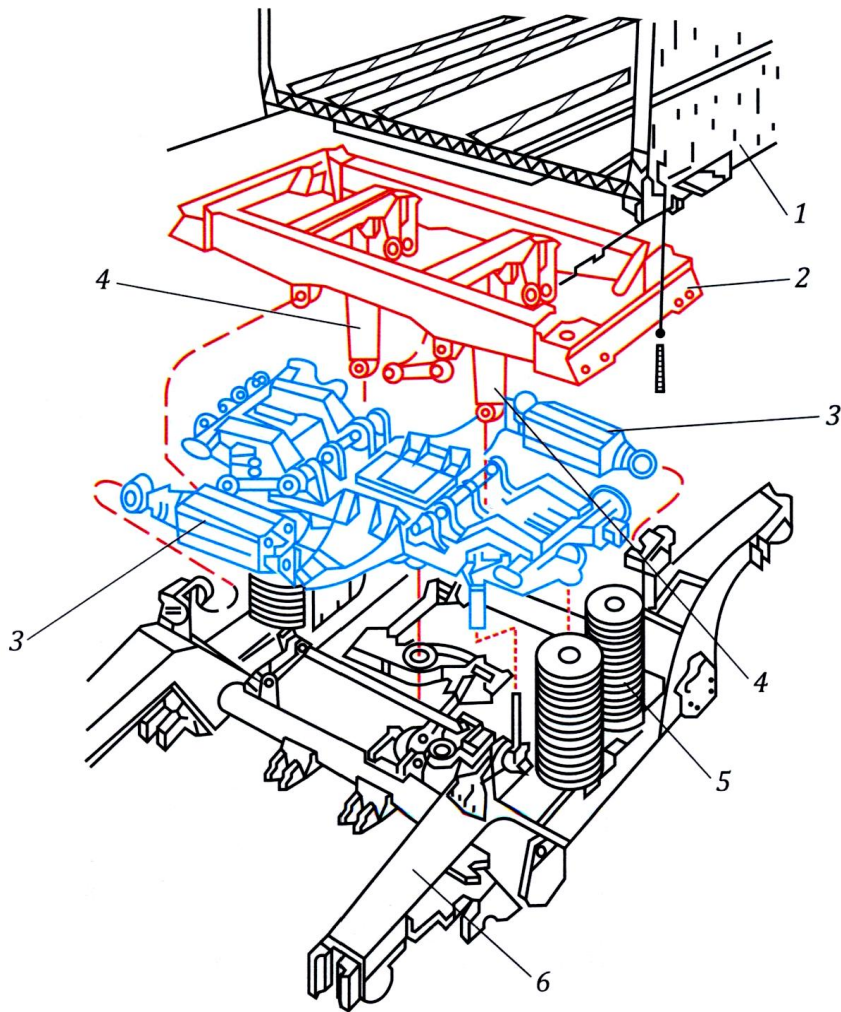


Рис. 4.44. Спрощена схема системи нахилу та зв'язку кузова вагона з візком електропоїзда Allegro: 1 - кузов вагона; 2 - надресорна балка візка; 3 - пневматичні циліндри активної стабілізації кузова; 4 - гідравлічні циліндри системи нахилу кузова; 5 - циліндричні пружини центральної системи підвішування; 6 - рама візка.

Система працює в режимі замкнутого контуру. Вона складається з датчиків, які визначають параметри руху поїзда (швидкість, прискорення у двох площинах і нахил кузова). Контролер системи нахилу здійснює обробку даних і видачу відповідних сигналів управління, потрібних для переміщення кузова.

Пружні поперечні переміщення у вторинному ресорному підвішуванні вагонів, яке встановлене на візках звичайних поїздів, як правило, обмежуються гумовими упорами. Тому в таких поїздах, обладнаних системою нахилу кузова, при

проходженні вагонами кривих із високою швидкістю пасажери постійно відчують удари кузова об ці упори. Це, крім того, знижує плавність руху. Для виключення такого явища і пом'якшення руху кузов вагона поїзда Allegro центрується пневматичними циліндрами відносно осі візка таким чином, що удари при повному використанні пружного поперечного ходу м'яко гасяться. Збільшення жорсткості поперечного ресорного підвішування виключене завдяки спеціальній системі управління пневматичними циліндрами (система активної стабілізації кузова).

Слід зазначити, що в електропоїздах, де знаходяться вагони з кузовами, що нахиляються звичайне установалення струмоприймача на даху неможливе, оскільки це може призвести до його неприпустимих відхилень щодо контактного проводу. Для вирішення цієї проблеми в поїзді Allegro струмоприймач установалений на полозки, які зв'язані зі спеціальною рамою з гідравлічним управлінням за допомогою двох тяг. Ця конструкція забезпечує центрування і стійке положення струмоприймача при нахилі кузова в кривих ділянках колії. Тяги також містять демпфери, які компенсують вібраційні впливи від колії.

Система нахилу кузова, застосована на електропоїзді Allegro, оснащена керуючим комп'ютером. Це забезпечує виконання таких операцій:

- нахил кузова кожного вагона електропоїзда на криволінійних ділянках колії;
- повернення кожного вагона у вихідне положення;
- аксіальний (поперечний) зсув кузова відносно осі колії.

Маса кузова вагону прикладається до спеціальної надресорної балки 2, що нахиляється, розташованої у вторинному ступені ресорного підвішування (рис. 4.44). Таким чином, на пневматичні циліндри 3 системи активної стабілізації кузова маса вагона не впливає. Вони функціонують тільки в кривих ділянках колії і є механічно незалежними. Однак вони пов'язані логічно системою управління, яка впливає одночасно на механізми нахилу кузовів вагонів 4 і механізми їх стабілізації в поздовжньому напрямку. Циліндри нахилу кузова вагона закріплені на нижній поверхні надресорної балки візка і на

верхній поверхні його поворотного ударника. Рух кузова вагона відносно візка забезпечується за рахунок спеціальних причіпних шатунів.

Таким чином, візок електропоїзда Allegro має досить складну конструкцію. Тому розмістити в ньому безпосередньо тяговий привод не вдалося. Виходом із такої ситуації стало підвішування двигуна на рамі кузова вагона з передачею обертального моменту на колісну пару через карданний вал (рис. 4.45).

На моторних візках електропоїзда Allegro обертальний момент передається тільки на одну вісь (показано стрілкою). Поїзд має чотири моторних вагони, отже тягових осей - вісім [34].

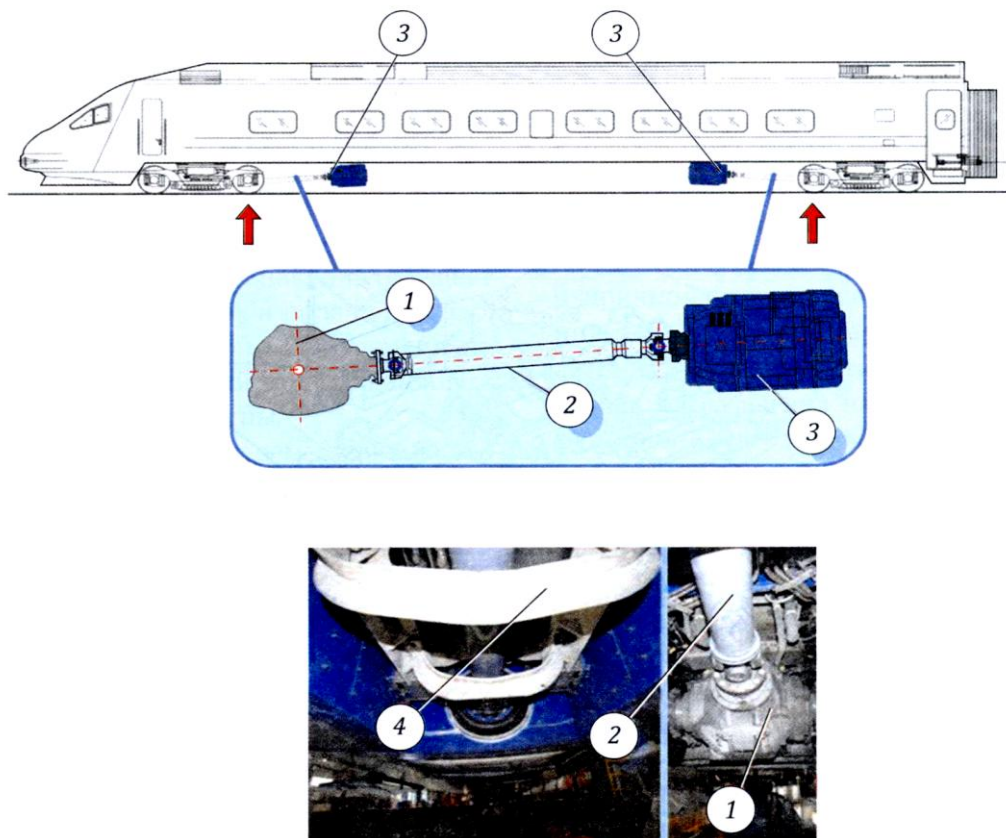


Рис. 4.45. Схематичне зображення вагона електропоїзда Allegro і вузли кріплення тягового привода (під кузовом вагона): 1 - конічний редуктор; 2 - карданний вал; 3 - асинхронний тяговий електродвигун; 4 - запобіжні скоби для запобігання падіння карданного вала на колію.

Тяговий двигун являє собою асинхронну шестиполюсну трифазну машину, яка одержує живлення від інверторів, розташованих на моторних вагонах. Фазна напруга становить 1205 В, струм складає 211,2 А. При таких параметрах двигун має номінальну потужність 564,8 кВт і максимальну швидкість обертання 3121 хв^{-1} . ККД всього тягового привода складає 93,5%. Двигун оснащений датчиками кутової частоти обертання і температури.

Гальмова система поїзда Allegro має три диски на кожній немоторній осі та по два диски на моторній.

Для експлуатації в складних погодних умовах усі візки обладнані захисними пристроями, які запобігають потрапляння снігу й льоду на вторинну підвіску та в зону з'єднання рами з візком.

Візки електропоїзда EC1 і EC1M спроектовані для колії шириною 1520 мм на базі електропоїзда Velaro RUS "Сапсан" (EBC1/EBC2) з урахуванням вимог російських залізниць [85]. Вони передбачають можливість проходження поїздом кривих малого радіуса (наприклад, у депо). Загальний вигляд моторного й немоторного візків показаний на рис. 4.46 і 4.47.



Рис. 4.46. Моторний візок електропоїзда EC1.



Рис. 4.47. Немоторний візок електропоїзда ЕС1.

Візки мають двоступінчасте ресорне підвішування. У першому ступені застосовуються циліндричні гвинтові пружини, а також гумові й гумометалеві елементи. У другому ступені використовуються пневматичні ресори з автоматичним регулюванням тиску. Це дозволяє зберігати відносну висоту підлоги залежно від величини завантаження вагонів пасажирями й підтримувати його постійний рівень над рівнем головки рейки. Крім того, така конструкція дозволяє також автоматично регулювати гальмову ефективність поїзда.

У процесі доопрацювання конструкції візків компанією Siemens були враховані та систематизовані (на досвіді експлуатації електропоїздів ЕВС1/ЕВС2 "Сапсан") усі негативні фактори, які впливають на їх роботу при низьких температурах.

У зв'язку з тим, що концепцією приміських перевезень передбачається перевезення як сидячих, так і стоячих пасажирів, розрахункове осьове навантаження поїздів ЕС1 вище, ніж в ЕВС1/ЕВС2 "Сапсан". Виходячи з цього максимальне осьове навантаження було прийнято 19 т.

Усі колісні пари головних вагонів є моторними. Тяговий привод, розміщений у моторних візках, має опорно-рамне розташування асинхронних тягових двигунів та опорно-осьове розташування тягового редуктора з передачею реактивного зусилля на раму візка через підвіску з пружними блоками. Двоступінчастий тяговий редуктор розташований безпосередньо на осі моторної колісної пари. Тягове зусилля від двигуна до редуктора передається за допомогою зубчастої муфти, яка забезпечує можливість взаємних зсувів двигуна й редуктора.

Передаточне відношення редуктора складає 4,85. Усі проміжні вагони оснащені немоторними візками

В електропоїзді ЕГ2Тв "Іволга" теж усі візки виконані з двоступінчастим ресорним підвішуванням (рис. 4.48 і 4.49). У першому ступені застосовуються циліндричні гвинтові пружини "Флексикоїл", а також гумові і гумометалеві елементи. У другому ступені використовуються пневматичні ресори з автоматичним регулюванням тиску, що дозволяє зберігати відносну висоту підлоги залежно від величини завантаження вагонів пасажирами та підтримувати його постійний рівень над рівнем головки рейки [85].



Рис. 4.48. Моторний візок електропоїзда ЕГ2Тв "Іволга".



Рис. 4.49. Немоторний візок електропоїзда ЕГ2Тв "Іволга".

4.7. Екіпажна частина українських швидкісних поїздів

4.7.1. Електропоїзди Hyundai Rotem (HRCS2)

Кузов кожного вагона електропоїзда Hyundai Rotem (HRCS2) спирається на два двовісні візки. Візки моторних (тягових) вагонів (крім пристроїв передачі вертикальних навантажень і гасіння сил динамічного впливу під час руху поїзда) мають пристрої передачі потужності від тягового електродвигуна на кожен колісну пару, а також пристрої передачі горизонтальних сил (тяги й гальмування) від буксових вузлів осей колісних пар на рами візків (рис. 4.50). Візки немоторних (причіпних) вагонів не мають пристроїв передачі потужності, тому на їх рами з буксових вузлів передаються під час руху тільки вертикальні й бічні навантаження (рис. 4.51).



Рис. 4.50. Загальний вигляд моторного візка електропоїзда HRCS2.



Рис. 4.51. Загальний вигляд немоторного візка електропоїзда HRCS2.

Обидва типи візків мають двоступінчасте ресорне підвішування для гасіння вертикальних і бічних сил (первинні пружинні ресори й пневматичні ресори). Перший ступінь ресорного підвішування є комбінованим і складається з гвинтових пружин і гумового блока. У другому ступені використовуються пневматичні ресори між рамою візка та розпірним брусом кузова. Розташування основного обладнання на моторних візках показано на рис. 4.52.

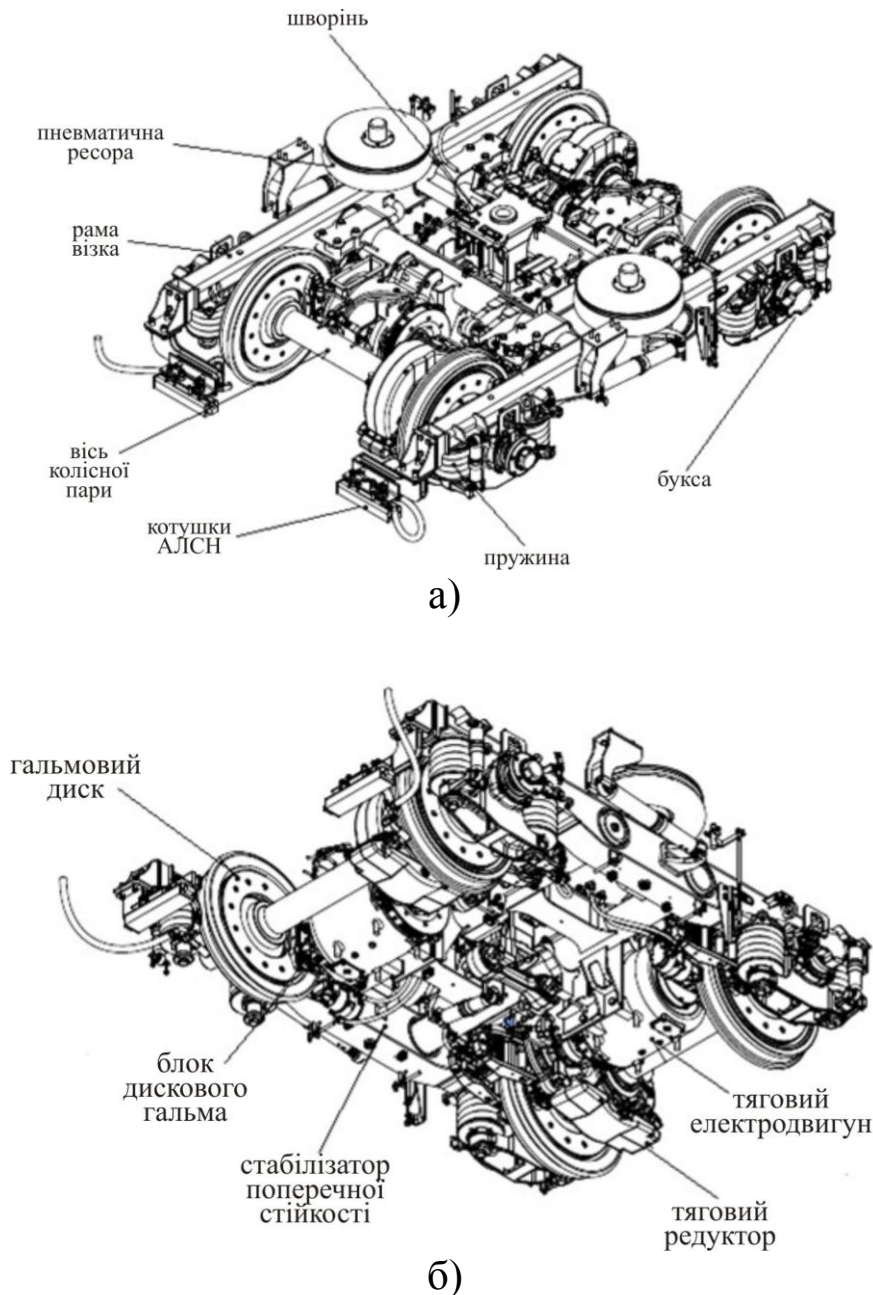


Рис. 4.52. Розташування основного обладнання на моторних візках: а - вигляд зверху; б - вигляд знизу.

Конструкція кожного візка передбачає наявність запобіжних пристроїв, які виключають можливість падіння деталей на колію, а також вихід за встановлений габарит. Під передніми (за напрямком руху) колісними парами моторних візків установлені труби для подачі піску (для усунення буксування колісних пар).

Обидва типи візків (моторні і безмоторні) мають однакову конструкцію фрикційних дискових гальм.

Додатково на передніх (за напрямком руху) торцях рам моторних візків установлені прийомні котушки пристрою безпеки руху (АЛСН).

Візки виготовлені та спроектовані компанією Hyundai Rotem. Вони розроблені на основі існуючих і випробуваних візків, які зараз використовуються на швидкісному рухомому складі в інших країнах. У них передбачена можливість використання стандартних існуючих компонентів і вузлів.

Моторні й немоторні візки мають Н-подібну раму з двома пневматичними ресорами, які розташовані з двох боків посередині бічних брусів і на які спирається кузов вагона.

На кожен пневматичну ресору візка вагона припадає одна чверть його ваги. Центральний шворінь тягового візка передає горизонтальні сили (тягове зусилля в режимі тяги й гальмове зусилля в режимі гальмування) від візка на кузов вагона.

Візки оснащені необхідним обладнанням для безпечної, комфортної й ефективної роботи систем електропоїздів і спроектовані так, щоб забезпечити легкий доступ до їх деталей. Конструкція візків дозволяє швидко та ефективно виконувати їх складання і зменшує витрати на обслуговування. Для забезпечення заданого терміну роботи всі пари тертя виключені (крім колодок дискових гальм).

Конструкція візків забезпечує максимальну швидкість 176 км/год. Динамічні ходові характеристики зберігаються у всьому діапазоні робочих режимів і повністю відповідають вимогам безпеки завдяки рівномірному розподілу ваги по колісних парах при повному й порожньому навантаженні.

Рами візків зварені зі сталевого листа у вигляді двох бічних балок (боковин) коробчастого перерізу. Вони з'єднані в середній

частині двома трубчастими балками (ригелями) з катаної сталі і сталевих виливків потрібного профілю.

Сталеве лиття матеріалу рам візків має високу ударну в'язкість, у тому числі при низьких температурах навколишнього середовища. Обидва поперечних елементи являють собою гарячедеформовані зварні безшовні вузли, які виконані з високоміцної низьколегованої труби з високою антикорозійною стійкістю.

Конструкції рам візків обох типів в основному однакові. Вони мають однакову базу й габаритні розміри. Крім того, на рамі моторного візка додатково на поперечних ригелях є монтажні кронштейни для кріплення тягового привода.

Центральний шворінь моторного візка передає сили від візка на кузов вагона (тягове зусилля в режимі тяги та гальмове зусилля в режимі гальмування). Центральний шворінь немоторного візка передає зворотну (за напрямком руху) гальмову силу в режимі гальмування від візка на кузов вагона (рис. 4.53).

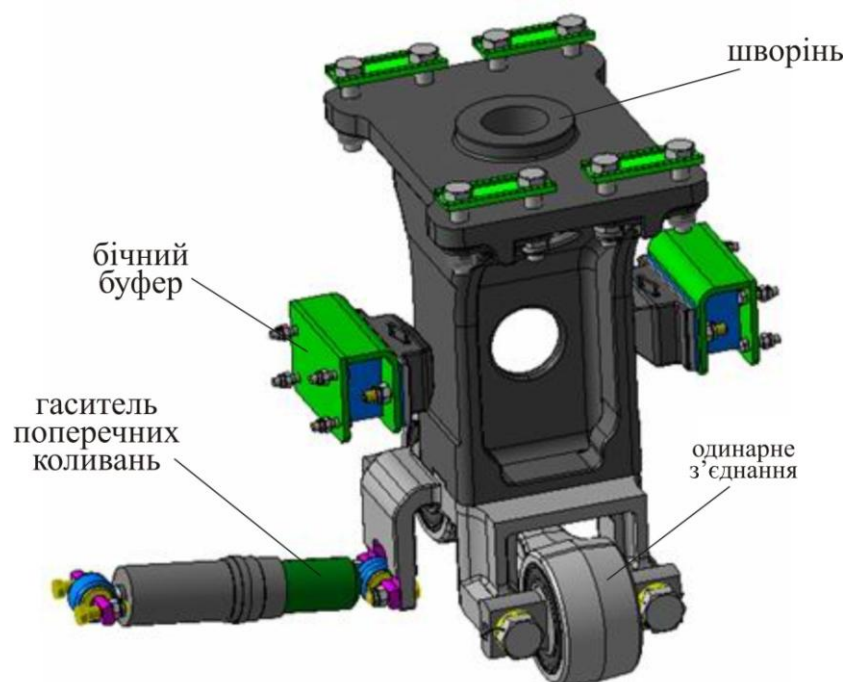


Рис. 4.53. Загальний вигляд шворня візка.

Центральний шворінь також одночасно виконує функцію підтримки прикріпленого до вагона візка, коли вагон необхідно

підняти на домкратах. Центральний шворінь кожного візка (моторного і немоторного) розташовується в його середині та спирається на труби обох поперечних ригелів, а також на два поздовжні упори-з'єднання між ними, створюючи систему цілісного вузла. Система центрального шворня, яка з'єднує кузов вагона з візком, складається з таких вузлів:

- литого центрального шворня;
- блока центрального шворня;
- тягового стрижня.

Шворінь закріплений на рамі кузова вагона болтами. Тяговий стрижень шворня має вмонтоване пружне гумове ущільнення на кожному кінці. Такий вузол (з одинарним з'єднанням) формує основний зв'язок між візком і кузовом вагона.

Габаритні розміри колісних пар моторних і немоторних візків мають однакові параметри та конструкцію. Відмінностями між ними є те, що на осі колісної пари моторного візка є підматочинна частина більшого діаметра під установлення маточини напесованого на вісь веденого зубчастого колеса та корпусу тягового редуктора (рис. 4.54).

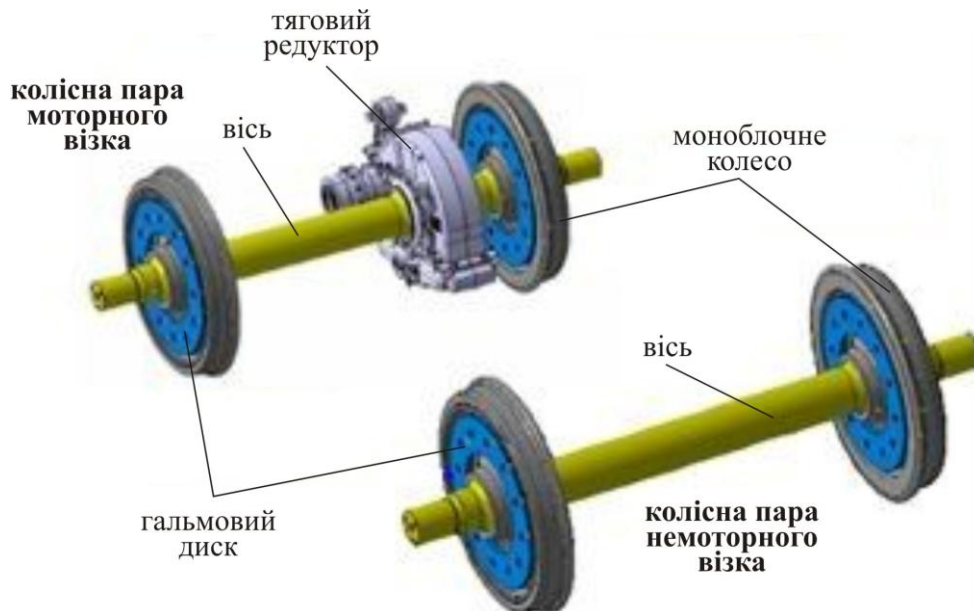


Рис. 4.54. Колісні пари моторних і немоторних вагонів.

Колеса колісних пар моторних і немоторних візків виконані суцільнокатаними безбандажними (моноблоковими).

Обидва колісні центри при складанні напресовані на підматочинну частину осі більшого діаметра (202 мм), ніж основне тіло осі (173 мм). По обидва боки кожного колісного диска встановлено по два диски фрикційного пневматичного гальма.

Ресорне підвішування кожного візка виконано двоступінчастим і складається:

- із першого ступеня, який включає в себе блок пружин між упорами буксових вузлів колісних пар та упорами рами візка;
- другого ступеня пневматичного, що включає пневматичну ресору (між рамою візка та нижньою частиною кузова вагона).

Для компенсації впливу (або поглинання) бічних коливань, які виникають під час руху електропоїзда, на кожному візку встановлено бічні гідравлічні (масляні) амортизатори. Вони змонтовані по обидва боки візка між пристроєм центрального шворня та його рамою. Пристрій горизонтальної корекції здійснює підтримку постійної висоти підлоги у вагоні при мінімальному або максимальному навантаженні, яке залежить від кількості пасажирів.

Перший ступінь ресорного підвішування показано на рис. 4.55.

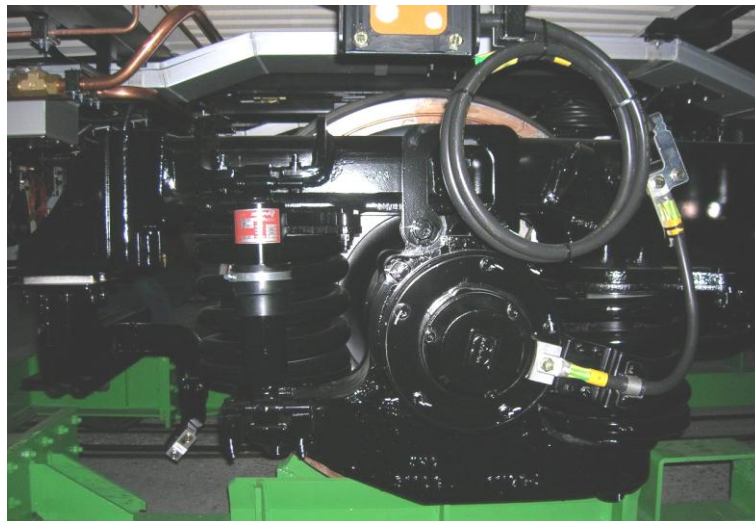


Рис. 4.55. Перший ступінь ресорного підвішування з буксовим вузлом.

Перший ступінь ресорного підвішування кожного буксового вузла містить у собі дві сталеві спіральні вертикальні пружини,

усередині яких знаходяться спеціальні гумові компенсатори. Вони не тільки амортизують візок, але й спрямовують буксу кожного колеса. Підйомні та металеві стопори захищають колісні пари від надмірних відхилень у вертикальній площині. Усі характеристики первинної підвіски оптимізовані для мінімізації зносу гребенів коліс у кривих ділянках колії.

Другий ступінь ресорного підвішування кожного візка складається з двох пневматичних ресор, двох вирівнюючих клапанів для підтримки постійної висоти підлоги вагона незалежно від маси пасажирів і багажу, двох бічних буферів, двох горизонтальних гасників кутових коливань, а також двох горизонтальних гасників поперечних коливань.

Пневматична ресора підтримує і амортизує масу кузова вагона та забезпечує вертикальну і горизонтальну жорсткість між візком і кузовом вагона поїзда (рис. 4.56).



Рис. 4.56. Загальний вигляд вузлів другого ступеня ресорного підвішування.

Пневматична ресора має всередині конічну гумову (аварійну) пружину. Вона дозволяє зберегти кузов вагона, коли пневматична ресора знаходиться в спущеному стані.

Редуктор і тяговий електродвигун наведені на рис. 4.57.

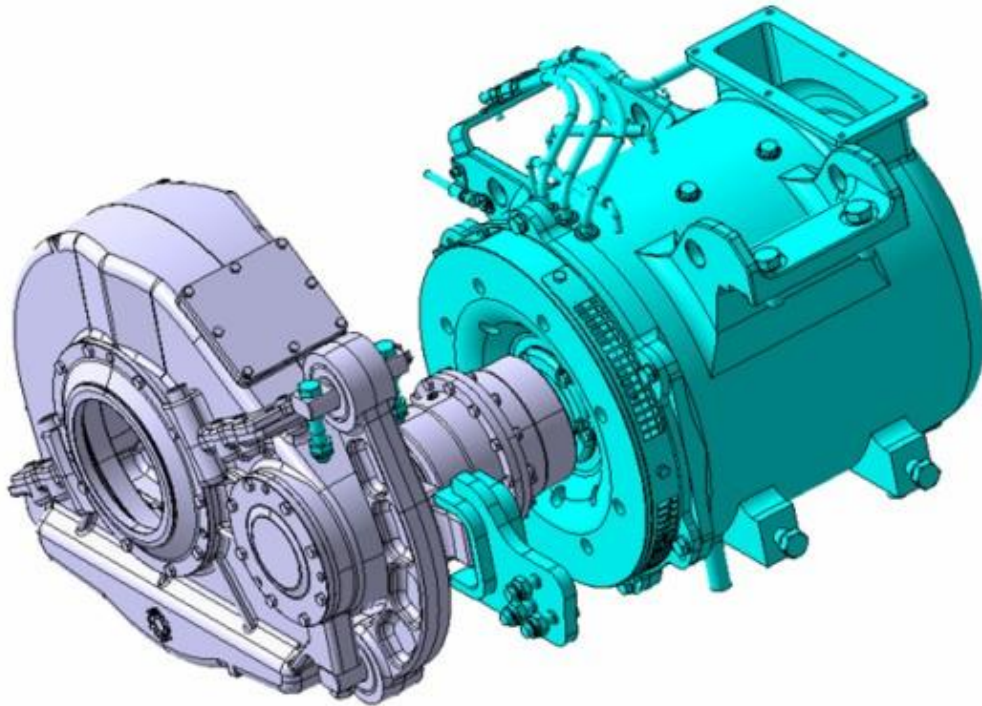


Рис. 4.57. Редуктор і тяговий електродвигун.

Кожна вісь моторного візка обладнана тяговою системою, яка складається з тягового електродвигуна, пружної муфти і редуктора.

Редуктор змонтовано безпосередньо на осі колісної пари, а іншим кінцем утримується на трубчастому ригелі рами візка за допомогою реактивної штанги, яка має гумову втулку на обох кінцях. Обмежувач безпеки не дає можливість редуктору впасти на залізничну колію у випадку поломки реактивної штанги.

Тяговий редуктор складається:

- з частини пружної муфти від вала тягового електродвигуна, а також закріпленої малої ведучої шестірні;
- веденого (великого) зубчастого колеса для забезпечення обертання осі колісної пари;
- корпусу (кожуха), усередині якого знаходяться обидва зубчастих колеса.

У нижній частині кожуха знаходиться встановлений рівень мастила для зменшення тертя в зубчастому зачепленні.

Корпус редуктора має елементи для його кріплення до рами візка. Підвішування тягового електродвигуна виконано опорно-рамним. На кожному моторному візку встановлено два тягових

електродвигуни й відповідно два тягових редуктори з муфтами. Візок за способом передачі сили тяги від буксових вузлів на раму є повідковим.

Пружна муфта виготовлена з урахуванням поглинання відносних зсувів осей тягового двигуна і редуктора, а також коливань ресорного підвішування під час руху поїзда.

До додаткового обладнання, розташованого на моторних і немоторних візках, належить:

- пристрої фрикційних пневматичних гальм;
- гальмові блоки зі стоянковим гальмом;
- заземлюючі пристрої;
- датчики швидкості;
- тахометри визначення частоти обертання осей колісних пар;
- приймальні котушки пристрою безпеки АЛСН;
- пристрої подачі піску під передні колісні пари.

Пневматичне гальмо засновано на використанні повітряного тиску в режимі гальмування та випуску стисненого повітря в атмосферу (режим відпускання). Фрикційне гальмо застосовується у випадках, коли ефективність електродинамічного гальмування виявляється недостатньою для зменшення швидкості або зупинки. У цьому випадку здійснюється змішане гальмування під контролем гальмової системи поїзда.

Датчики швидкості встановлені по обидва боки візків усередині кришок букс колісних пар із виводами ізолюваного кабелю для електричної системи подачі сигналу.

Тахометри для визначення частоти обертання колісних пар встановлені всередині кришок буксових вузлів. Вони розташовані по обидва боки передніх осей (ближніх до кабін управління) колісних пар візків головних вагонів із виводом ізолюваного кабелю електричної системи для подачі сигналу разом із датчиком швидкості.

4.7.2. Електропоїзди EJ 675

Екіпажна частина кожного вагона електропоїзда EJ 675 складається з двох двовісних візків, які мають подвійне ресорне підвішування. Моторні візки обладнані тяговим приводом, електропневматичними й механічними пристроями гальмування, пристроями подачі піску під колісні пари на рейки, елементами з'єднання візків із головною рамою кузова вагона та вузлами гасіння коливань, пристроями передачі горизонтальних сил тяги й гальмування, а також системою змащування внутрішніх поверхонь гребенів колісної пари (першої від кабіни машиніста).

Усі візки електропоїзда EJ 675 створені для забезпечення руху з максимальною швидкістю 160 км/год та максимальним навантаженням колісних пар 21,5 т. Загальний вигляд моторного візка наведений на рис. 4.58, а немоторного - на рис. 4.59.

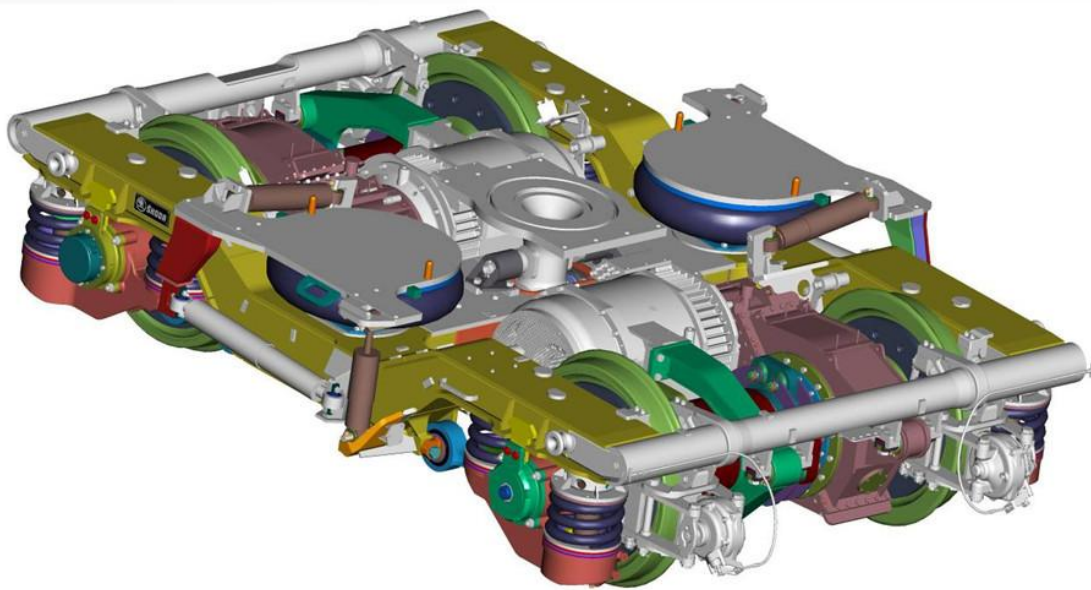
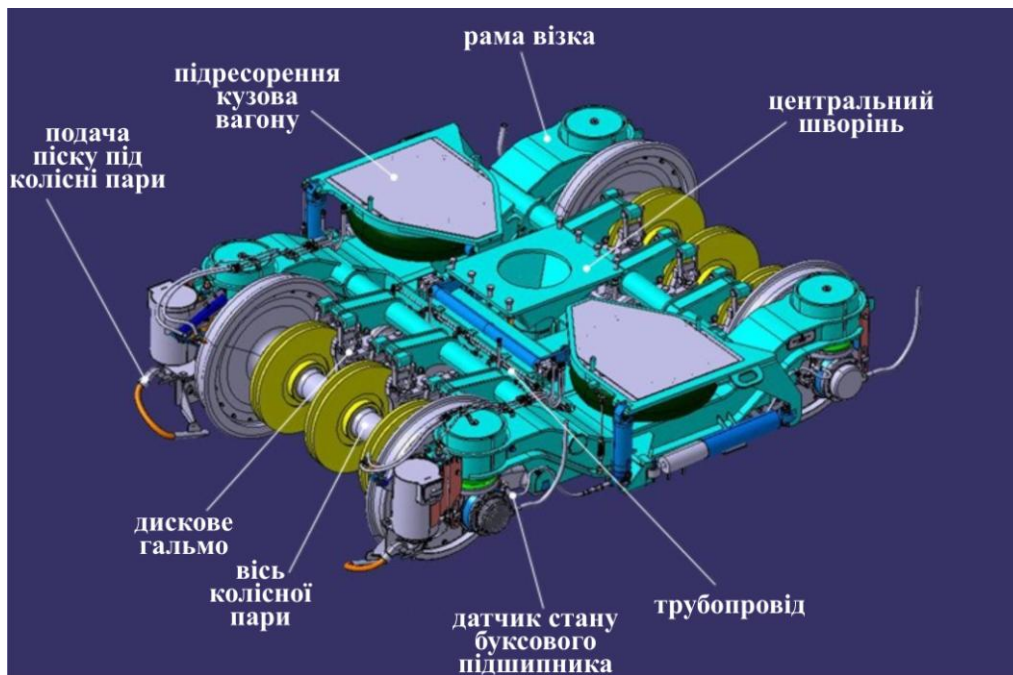
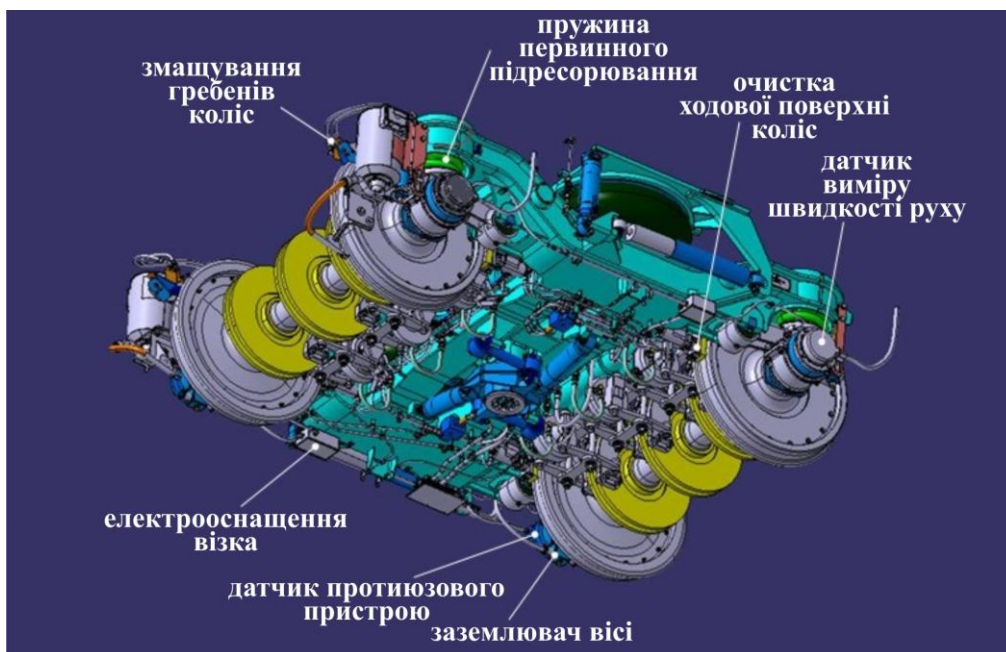


Рис. 4.58. Загальний вигляд моторного візка електропоїзда EJ 675.

На моторному візку момент обертання від тягового електродвигуна передається на колісну пару за допомогою двоступінчастого тягового редуктора. Він виконаний із веденим вихідним порожнім валом, який охоплює частину осі колісної пари.



а)



б)

Рис. 4.59. Загальний вигляд немоторного візка зверху (а) і знизу (б) електропоїзда EJ 675.

Кожний візок виконаний двовісним, з рамою зварної конструкції, з подвійним ресорним підвішуванням і гідравлічною амортизацією. Перший ступінь ресорного підвішування складається зі сталевих гвинтових пружин, а другий виконаний за

допомогою пневматичних ресор. На кожному візку в поперечному напрямку між поворотним шворнем і поперечною балкою знаходяться спеціальні гнучкі упори, які складаються з тарілчастих пружин. Вони забезпечують плавний горизонтальний рух візка відносно кузова вагона.

Рама кожного візка являє собою зварну конструкцію з закритих профілів (стінки виконані з листового металу товщиною 12 мм і поясів товщиною 20 мм). Вона складається з двох бічних стінок (які мають зниження в середній частині), поперечної балки та двох трубчастих буферних брусів. У місцях з'єднання поперечної балки з бічними стінками рами знаходяться місця для розміщення пневматичних ресор. На бічних стінках рами приварені спеціальні консолі, які слугують для кріплення шатунів, що забезпечують напрямний рух колісної пари і консолі вертикальних амортизаторів. На поперечній балці знаходяться консолі для петель шатунів механізму передачі поздовжніх сил на кузов вагона, консолі для закріплення блока тягового привода, кріплення для поперечних і поздовжніх упорів рами відносно кузова вагона, гнізда для поперечних амортизаторів. Також у поперечній балці виконано гніздо для монтажу поворотного шворня. На кожному буферному брусі знаходяться консолі, за які кріпляться гальмові циліндри та важільне дискове гальмо.

Колісна пара моторного візка складається з осі, двох суцільнокатаних коліс, повідця, який запресований на осі, і порожнинного вала (рис. 4.60). Дискове гальмо колісної пари моторного візка складається з двох самостійних гальмових дисків, які закріплені на маточині кожного колеса. Внутрішня форма гальмових дисків має охолоджувальні ребра різної висоти. Між запресованим на осі повідцем встановлено спеціальний карданний вал для передачі обертального моменту від тягового редуктора на вісь. Шарніри цього карданного вала складаються із центруючих муфт, кульових сайлент-блоків і двох сполучних сегментів.

На колісних парах немоторних візків гальмові диски (по три диски на кожен вісь) розташовуються безпосередньо на осі колісної пари.

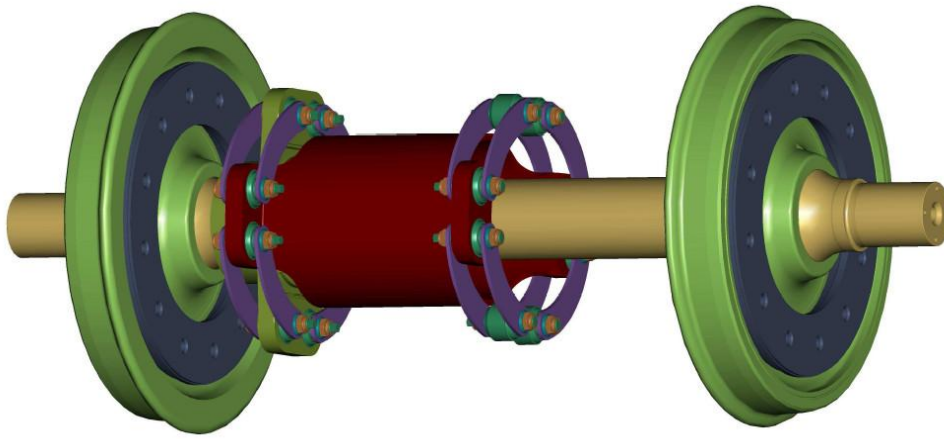


Рис. 4.60. Колісна пара моторного візка.

Передача обертального моменту на колісні пари моторного візка здійснюється за допомогою двох тягових електродвигунів. У візку вони розгорнуті між собою на 180° . Їх розташування показано на рис. 4.61.

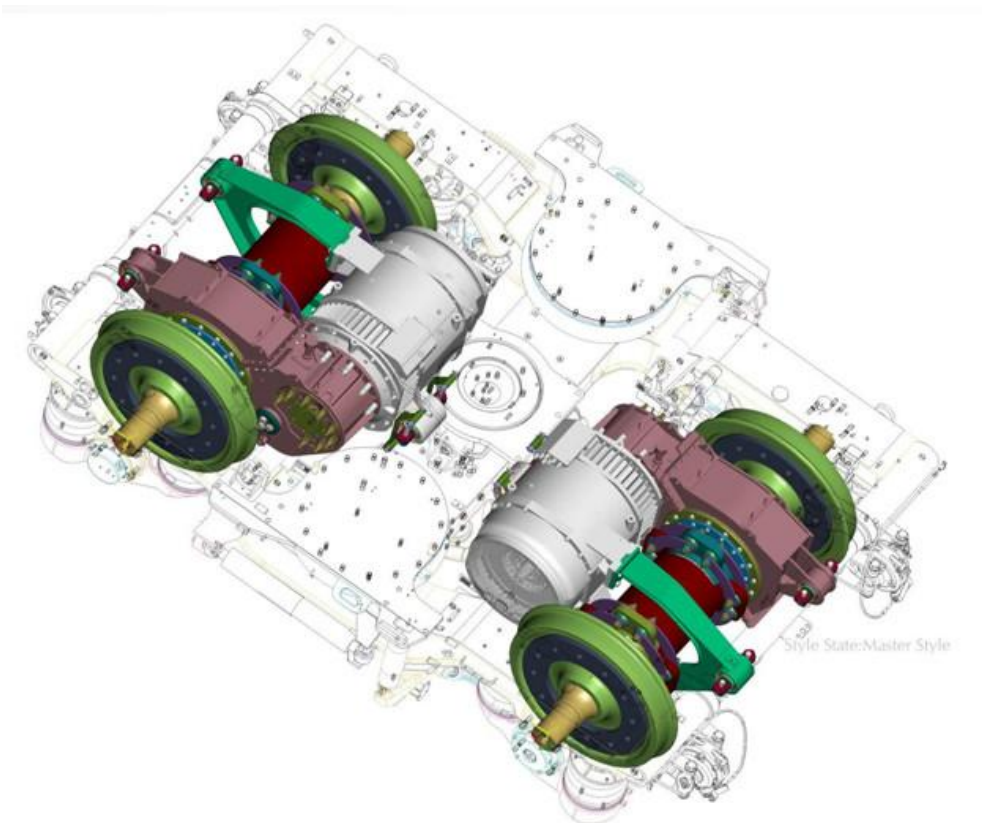


Рис. 4.61. Розташування тягових електродвигунів у моторному візку електропоїзда EJ 675.

Передача обертального моменту від тягового електродвигуна до колісної пари здійснюється за допомогою двоступінчастого тягового редуктора (рис. 4.62).

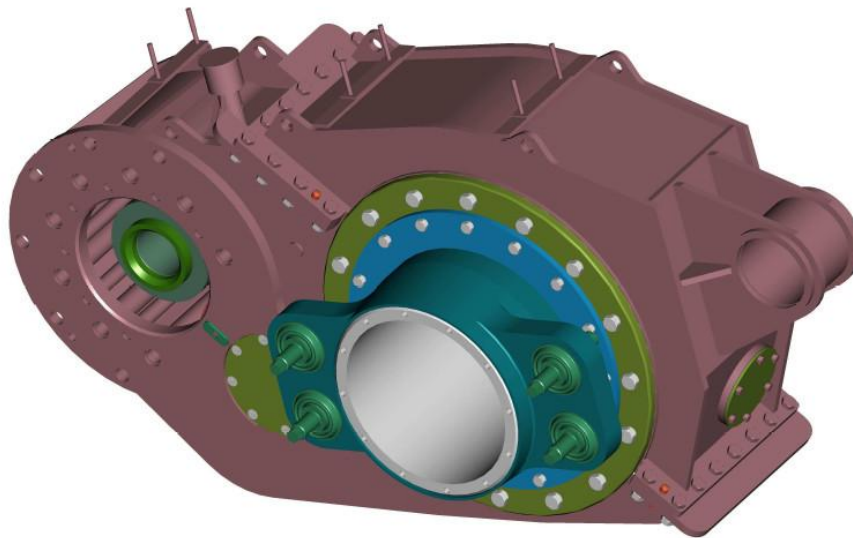


Рис. 4.62. Загальний вигляд тягового двоступінчастого редуктора.

Тяговий редуктор складається з чотирьох зубчастих коліс. Шестірня, яка запресована на конічному кінці вала тягового електродвигуна, знаходиться в зачепленні з великим проміжним колесом, що розміщується на проміжному валу. В обох ступенях редуктора використовується торцеве косозубе зачеплення. Проміжний вал складається з закріпленої в тяговому редукторі нерухомої цапфи, на якій встановлено роликові підшипники. На зазначених підшипниках встановлено також обидва проміжні зубчасті колеса. Кожух тягового редуктора являє собою зварну конструкцію, яка складається з двох частин (верхньої й нижньої), з'єднаних між собою болтами. Нижня частина слугує масляною ємністю для змащення зубчастої передачі.

Тяговий редуктор з'єднаний із тяговим двигуном болтами (на боці шестірні), а іншим боком (з боку великого зубчастого колеса) він закріплений болтами через гумовий сайлент-блок у консолі під трубчастим буферним брусом рами візка.

На вісь кожної колісної пари спирається підшипникова букса, наведена на рис. 4.63.

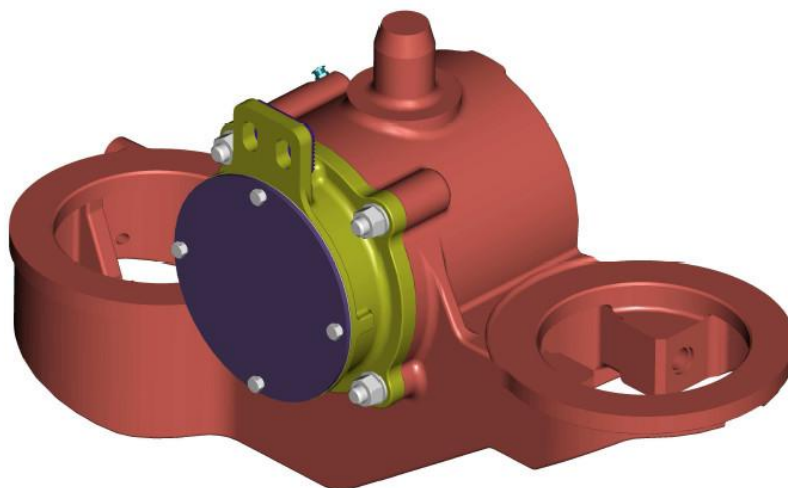


Рис. 4.63. Букса колісної пари.

У буксі в поздовжньому напрямку зроблено основні консолі для установлення пружин первинного ресорного підвішування. У додаткових консолях букси є спеціальні бобишки для закріплення шатуна напрямних колісної пари (вони з'єднані з рамою візка) і для закріплення вертикального амортизатора. Зверху на буксі знаходиться циліндрична бобишка, яка входить у приварену на бічній стінці рами візка трубу та утворює, таким чином, вертикальний упор, а також одночасно поперечний упор у первинному ступені ресорного підвішування.

У нижній частині букси між пружинами вставлено ізоляційні поліамідні підкладки. Зверху пружини спираються на спеціальну опору (напряму), яка встановлена на бічній стінці рами візка.

Дискове гальмо в моторному візку складається з чотирьох гальмових блоків. Кожен із них містить гальмовий циліндр і важільну систему, яка притискає гальмові колодки до однієї пари розташованих на колесі колісної пари гальмових дисків. Кожний гальмовий блок установлений за допомогою спеціальної підвіски на рамі візка.

Пристрій для подачі піску на рейки знаходиться на першій колісній парі переднього візка і останній колісній парі заднього візка. Консоль подачі піску разом із трубою пригвинчена до корпусу букси відповідної колісної пари.

Контрольні питання

1. У чому полягає конструктивна особливість моторного візка Y320 французького високошвидкісного електропоїзда TGV?
2. Для чого потрібно зменшувати масу візка високошвидкісного електропоїзда?
3. Як здійснено підвішування тягових електродвигунів на французькому високошвидкісному електропоїзді TGV?
4. Які особливості конструкції візка Y237b проміжного (немоторного) вагона високошвидкісного електропоїзда TGV?
5. Яка характерна особливість тягового привода високошвидкісного електропоїзда TGV?
6. Що являє собою конструкція муфти поздовжньої компенсації "Трипод" високошвидкісного електропоїзда TGV?
7. Як можна встановити несправність муфти поздовжньої компенсації "Трипод" високошвидкісного електропоїзда TGV?
8. На що спирається тяговий редуктор високошвидкісного електропоїзда TGV?
9. Яка особливість ресорного підвішування високошвидкісного електропоїзда TGV?
10. Які особливості буксового вузла високошвидкісного електропоїзда TGV із циліндричними гумометалевими блоками "конусфедер"?
11. Які переваги мають гумометалеві блоки "конусфедер" перед звичайними пружинами в ресорному підвішуванні?
12. За рахунок чого здійснюється розсіювання енергії галопування візка на високошвидкісному електропоїзді TGV?
13. У чому полягає особливість конструкції гідрофедера, який застосовується у візках високошвидкісного електропоїзда TGV?
14. Які переваги надає застосування гідрофедерів у буксовому вузлі високошвидкісного електропоїзда TGV?
15. Які загальні особливості екіпажної частини німецьких високошвидкісних електропоїздів ICE?
16. За допомогою чого передається обертальний момент від тягового двигуна на колісну пару на високошвидкісному електропоїзді ICE?

17. Що перешкоджає повному перенесенню мотор-редукторного блока на кузов на високошвидкісному електропоїзді ICE?

18. Чому на високошвидкісних електропоїздах ICE1 у тяговому приводі застосовується редуктор із проміжною шестірнею?

19. Які специфічні особливості та переваги візка SGP 400 високошвидкісного електропоїзда ICE2?

20. За рахунок чого покращено вписування в криві ділянки колії високошвидкісного електропоїзда ICE2?

21. Для чого призначена зубчаста муфта в тяговому приводі високошвидкісного електропоїзда ICE3?

22. Які основні особливості екіпажної частини японських високошвидкісних електропоїздів Синкансен?

23. У чому полягає особливість буксового підвішування типу "IS" на візках високошвидкісних електропоїздів Синкансен?

24. Для якої ширини колії призначений високошвидкісний електропоїзд серії 400?

25. У чому полягають особливості моторного візка італійського електропоїзда ETR 500?

26. У чому полягають основні особливості екіпажної частини іспанських високошвидкісних електропоїздів?

27. З якою метою застосовують розсувні колісні пари?

28. Яка особливість зчленування вагонів іспанського високошвидкісного електропоїзда Talgo?

29. Яка особливість конструкції одновісного візка поїзда Talgo?

30. Чому поїзди Talgo Pendular не мають пристроїв примусового активного нахилу кузова в кривих ділянках колії?

5. РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ І МЕТОДИ ЙОГО РОЗРАХУНКУ

5.1. Призначення та особливості ресорного підвішування

Тягові властивості, міцність вузлів і плавність руху високошвидкісного рухомого складу багато в чому залежать від конструкції його ресорного підвішування. При цьому ресорне підвішування повинне забезпечувати:

- найменший динамічний вплив на колію при підвищеній швидкості руху;
- найкращу амортизацію ударів, які передаються рухомому складу під час руху з високою швидкістю;
- вирівнювати навантаження колісних пар, окремих коліс і забезпечувати високий коефіцієнт використання зчипної ваги;
- комфортні умови для пасажирів, які знаходяться у вагонах поїзда.

Від конструкції й параметрів системи ресорного підвішування безпосередньо залежить напружений стан вузлів механічної частини. Це становище визначається співвідношенням силових факторів, які діють на підресорні частини високошвидкісних поїздів. До них, зокрема, належать вертикальні статичні і динамічні зусилля, сили, які виникають у кривих, а також поперечні зусилля, що виникають під час руху на прямих ділянках колії. Співвідношенням зазначених факторів визначаються умови стійкості вагонів проти сходу їх з рейок, а також ступінь безпеки та плавності руху.

При створенні ходових частин високошвидкісного рухомого складу доводиться по-новому ставити й вирішувати завдання забезпечення безпеки, плавності руху, зменшення коливань при високих швидкостях та ін. Тому створення екіпажної частини високошвидкісних поїздів вимагає застосування найсучасніших прогресивних технологій.

Для розв'язання динамічних задач насамперед необхідно ретельне дослідження динамічних властивостей конструкції високошвидкісного поїзда, у результаті якого визначають із необхідною точністю основні динамічні характеристики. До них,

зокрема, належать власні частоти, власні форми та коефіцієнти демпфірування коливань.

Визначення власних частот, форм і коефіцієнтів демпфірування є більш складним етапом дослідження, ніж міцнісні розрахунки, тому що в цьому випадку розв'язуються величезні системи диференціальних, а не алгебраїчних рівнянь. Наприклад, вагон високошвидкісного поїзда в діапазоні до 20 Гц у цілому має близько 30 власних частот руху як система твердих тіл і близько 20 власних частот коливань кузова як пружного тіла. Навіть використання складних кінцево-елементних схем без додаткового експериментального обґрунтування не дає впевненості в правильності отриманих результатів [14].

У свою чергу власні частоти, форми і коефіцієнти демпфірування екіпажів високошвидкісних поїздів визначаються масами, моментами інерції основних елементів, а також властивостями пружних елементів.

Пружні елементи ресорного підвішування сучасних високошвидкісних поїздів мають різноманітну конструкцію: металеві ресори; пружини й торсіони; гумові та гумометалеві елементи, пневматичну підвіску. Динамічні властивості високошвидкісного рухомого складу полягають у тому, що конструктивне виконання як пружних елементів, так і способів їх установлення не мають принципового значення. Набагато важливішим питанням є вид силової характеристики пружного підвішування.

Численні дослідження показують, що зменшення жорсткості ресорного підвішування за інших рівних умов сприятливо позначається на плавності руху високошвидкісних поїздів [44]. Тому існуючі тенденції в розвитку конструкцій ресорного підвішування спрямовані на поліпшення плавності руху. У першу чергу це характеризується зниженням жорсткості ресорного підвішування c та відповідним збільшенням статичного прогину $f_{ст}$.

Найкраща плавність руху склалася б при жорсткості ресор, яка є близькою до нуля. Однак, якщо врахувати забезпечення обмежень щодо хиткості кузова на ресорах і особливості сприйняття людиною вібрацій різного частотного складу, а також

заколювання ("морська хвороба"), оптимальною вважається частота коливань підсакування кузова в межах 0,9-1,2 Гц.

Реалізація прогинів більше 200 мм у ресорному підвішуванні дуже складна. Тому в сучасних конструкціях екіпажної частини високошвидкісних поїздів використовують пружні нелінійні елементи, які забезпечують раціональну величину жорсткості тільки в діапазоні реального фактичного завантаження. У цьому випадку запропоновано такі поняття, як еквівалентна (приведена) жорсткість c_e і еквівалентний статичний прогин $f_{стe}$, які визначаються як

$$c_e = \left. \frac{dP}{df} \right|_{\text{для } P=P_{ст}}, \quad (5.1)$$

$$f_{стe} = \frac{P_{ст}}{c_e}. \quad (5.2)$$

Очевидно, що в цьому випадку реальний прогин не буде мати нічого спільного з еквівалентним. На рис. 5.1 наведено силові характеристики трьох типів: лінійна, жорстка й м'яка приблизно з однією еквівалентною жорсткістю при навантаженні - маса вагона брутто.

Існують рекомендації, які пропонують установлювати чисельну величину статичного прогину ресорного підвішування вагона високошвидкісного поїзда (мм), яка дорівнює конструкційній швидкості (км/год). Так, для поїзда з конструкційною швидкістю 200 км/год необхідний статичний прогин підвішування 200 мм, а для поїзда з конструкційною швидкістю 300 км/год - 300 мм [34].

Гасіння коливань у сучасному ресорному підвішуванні високошвидкісних поїздів здійснюється в основному за рахунок сил тертя. Чітку границю між дією різних видів тертя в рейкових екіпажах провести важко, тому що вони діють одночасно. Завдання вибору оптимального гасіння коливань є більш складним, ніж вибір жорсткості.

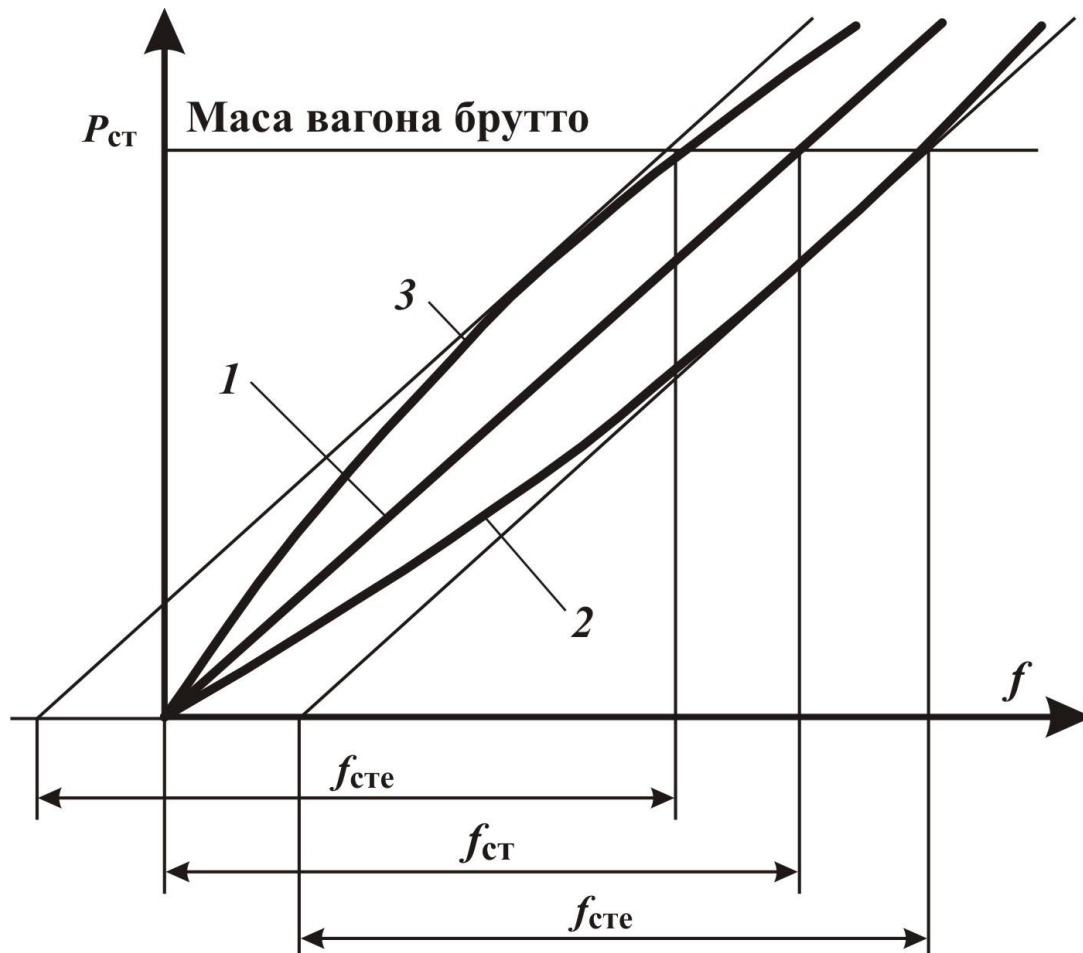


Рис. 5.1. Залежність між статичним прогином f , навантаженням $P_{ст}$ і еквівалентним прогином $f_{сте}$ для гасників коливань із різними видами силових характеристик: 1 – лінійна; 2 – жорстка; 3 – м'яка.

Так, велике демпфірування зменшує амплітуди коливань при резонансах, однак істотно збільшує прискорення кузова як при проходженні одиничних нерівностей, так і в зарезонансній області. Коефіцієнт відносного демпфірування i -ї форми коливань залізничного екіпажу можна визначити з формули [34]

$$\xi_i = \frac{1}{2 \omega_i} \frac{\{v_i\}^T [C] \{v_i\}}{\{v_i\}^T [M] \{v_i\}}, \quad (5.3)$$

де $[C]$ та $[M]$ - відповідно матриці демпфірування та інерції динамічної моделі екіпажа, у якій кузов і обресорені маси візків являють собою тверді тіла, що поєднані між собою пружними й дисипативними зв'язками;

$\{v_i\}$ - вектор-стовпець, що характеризує i -ту форму коливань;

ω_i - власна частота i -ї форми коливань;

T - період коливань.

Коефіцієнти відносного демпфірування різної форми коливань визначають величину демпфірування відносно власної частоти даної форми, яка має фізичне поняття відношення щодо критичного демпфірування, при якому припиняються коливання.

Для демпфірування коливань вагонів високошвидкісних поїздів рекомендуються коефіцієнти відносного демпфірування, які повинні знаходитися в межах [46]:

- для вертикальних коливань - 0,2...0,3;
- для горизонтальних коливань - 0,3...0,4;
- для бічного хитання - 0,1...0,2.

Для одержання таких коефіцієнтів демпфірування в ходових частинах сучасного високошвидкісного рухомого складу застосовують гідравлічні гасники коливань і пристрої з гумовими або поліуретановими амортизуючими елементами. У деяких випадках ставлять гасники коливань із регульованою силою опору, що дозволяє забезпечувати гарні ходові якості незалежно від стану колії [62].

Необхідні пружнодемпфіруючі характеристики в конструктивних схемах ресорного підвішування вагонів високошвидкісних поїздів, як правило, містять у собі два ступені - буксовий (перший ступінь) і центральний (другий ступінь). Схема утворення цих ступенів наведена на рис. 5.2 [46].

Перший (буксовий) ступінь є домінуючим. У ньому реалізується передача зусиль від колісної пари до рами візка. Цей ступінь відіграє важливу роль у забезпеченні стійкості руху при високих швидкостях на прямих ділянках колії та забезпечення вписування в криві. Другий (центральний) ступінь забезпечує гасіння коливань, які виникають між рамою візка та кузовом вагона, а також усуває виляння візка в кривих ділянках колії.

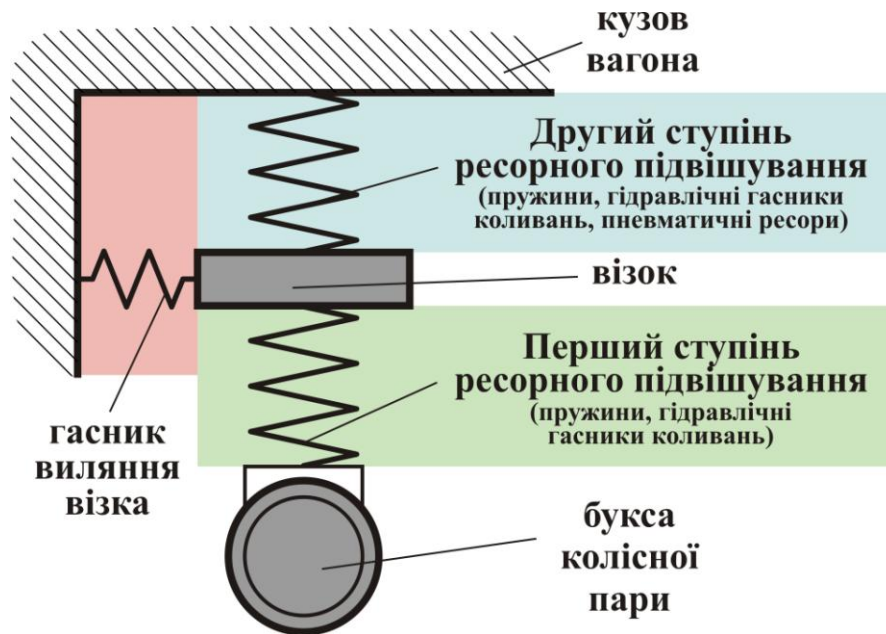


Рис. 5.2. Ступені ресорного підвішування вагонів високошвидкісних поїздів.

Установлено, що для реалізації високих швидкостей руху необхідні збільшена горизонтальна поздовжня жорсткість і зменшена (приблизно у два рази) поперечна жорсткість буксового ступеня ресорного підвішування. У кривих ділянках колії зі збільшенням жорсткості посилюється вплив гребенів коліс на головку рейки, що погіршує динамічні якості вагона. Одним із підходів до вирішення даної проблеми є створення такої конструкції буксового ступеня, у якому можна реалізувати різні поздовжню й поперечну жорсткості та задовольнити вимоги щодо забезпечення безпечного руху з високими швидкостями як у прямих, так і кривих ділянках колії [73].

Для вирішення цього завдання в екіпажній частині високошвидкісних поїздів широко використовуються різні компромісні варіанти. Вони містять у собі застосування пружин типу "Флексикойл", гідравлічних гасників коливань, пневматичних ресор і різного виду гумометалевих елементів.

5.2. Пружини та їх розрахунок

Циліндричні пружини в ресорному підвішуванні високошвидкісних поїздів застосовують як пружні елементи.

Вони дозволяють отримати необхідні пружні характеристики при менших габаритах і масах, а в поєднанні з гідравлічними гасниками коливань забезпечують спокійний і плавний рух вагона поїзда [72].

За конструкцією пружини, які застосовуються в ресорному підвішуванні, можна поділити на два види:

- пружини, які працюють тільки на стискання;
- пружини, які працюють одночасно на вертикальне стискання і поперечний зсув (пружини "Флексикойл").

Загальний вигляд звичайної пружини наведений на рис. 5.3, а варіанти її навантаження різними силами на рис. 5.4.



Рис. 5.3. Загальний вигляд звичайної пружини.

Відмінність пружин типу "Флексикойл" від звичайних пружин полягає в такому. Якщо до неї одночасно прикладаються сила стиснення та поперечна сила, то ця пружина не деформується, а зберігає свою пружність у певних межах (рис. 5.4). Ця обставина дозволяє використовувати її як пружний елемент для гасіння як вертикальних, так і поперечних коливань, які виникають у ресорному підвішуванні. Розрахунок звичайних однорядних пружин, які в ресорному підвішуванні високошвидкісних поїздів працюють тільки на стиснення, виконується у такій послідовності [73].

Вихідними даними для розрахунку циліндричної однорядної пружини слугують такі дані (рис. 5.5): загальна кількість витків у

пружині - n ; кількість робочих витків - n_p ; діаметр прутка - d ; середній діаметр пружини - D ; висота пружини у вільному стані (без навантаження) - $h_{св}$; крок витків пружини - a_w .

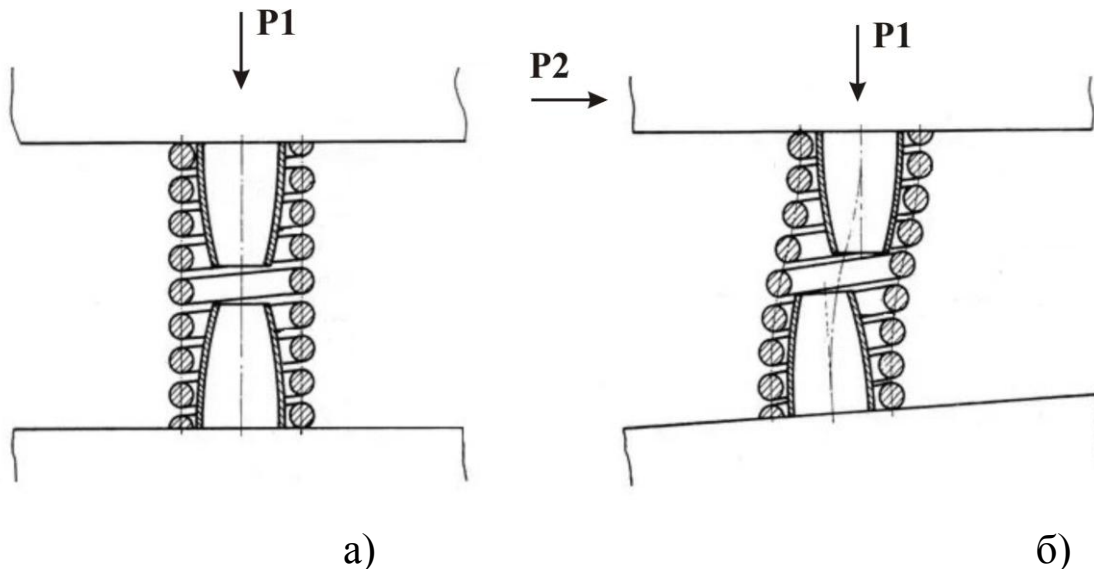


Рис. 5.4. Варіанти навантаження пружини тільки на стискання (а) і одночасно на стискання і поперечний зсув (б).

Приймаємо, що на пружину діє статичне навантаження P .
Визначаємо індекс пружини за формулою

$$C = \frac{D}{d} \quad (5.4)$$

Після цього визначаємо коефіцієнт концентрації напруг, який залежить від індексу пружини:

$$K_K^B = 1 + \frac{1,25}{C} + \frac{0,875}{C^2} + \frac{1}{C^3} \quad (5.5)$$

Під дією статичного навантаження P пружина стискається і її витки при цьому зазнають деформації крутіння. Виникаючі при цьому в пружині дотичні напруження (напруги, які знаходяться в межах різання) визначаються як

$$\tau_{max} = K_K^B \left(\frac{8PD}{\pi d^3} \right) 10^{-3} \quad (5.6)$$

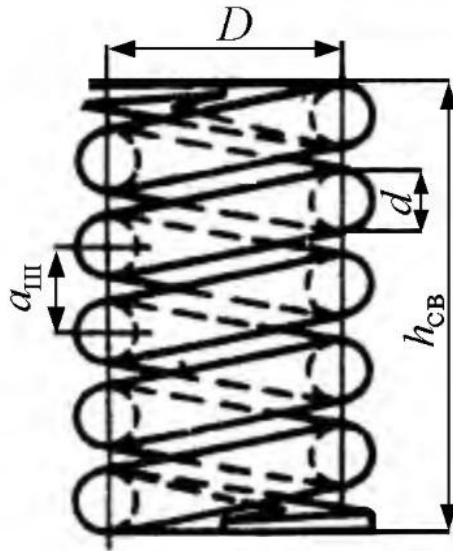


Рис. 5.5. Звичайна циліндрична пружина.

При розрахунку пружин на міцність необхідно, щоб максимальні статичні напруги не перевищували дотичної напруги $[\tau]$, яка допускається, з урахуванням припустимого коефіцієнта запасу статичної міцності для пружини, який можна визначити як

$$K_n = \frac{[\tau]}{\tau_{max}} \quad (5.7)$$

Напруга, що допускається, для пружин складає $[\tau] = 750$ МПа.

Якщо виконується умова $1,7 \leq K_n \leq 2,0$, то приймається висновок про достатню міцність пружини. У іншому випадку необхідно відкоригувати (у припустимих межах) вихідні дані.

Статичний прогин пружини під навантаженням сили P розраховується за формулою

$$f_{ст.н} = \frac{8 P n_p D^3}{G d^4}, \quad (5.8)$$

де G - модуль пружності при крутінні, який складає $G=8 \cdot 10^7$ кПа.

Основною характеристикою пружини є жорсткість, яка чисельно дорівнює навантаженню, що викликає прогин пружини на одиницю її довжини. Жорсткість пружини, кН/м, можна визначити з формули

$$c_n = \frac{P}{f_{cm.n}}. \quad (5.9)$$

Максимальне (граничне) навантаження на пружину (з умови напруг, що допускаються) визначається за виразом

$$P_n^{\max} = \frac{[\tau] \pi d^3}{8 K_K^B D} 10^3. \quad (5.10)$$

Прогин пружини під цим навантаженням складе

$$f_n^{\max} = \frac{P_n^{\max}}{c_n}. \quad (5.11)$$

Для забезпечення нормальної роботи пружини її витки при прогині не повинні стикатися. Таким чином, значення f_n^{\max} повинне бути менше значення прогину пружини до повного зіткнення витків $f_{сж}$. Цей прогин визначається як

$$f_{сж} = h_{св} - (n_p + 1) d, \quad (5.12)$$

а його відношення до статичного прогину пружини визначається як

$$K_f = \frac{f_{сж}}{f_{cm.n}}. \quad (5.13)$$

Величина, що отримана з формули (5.13) називається коефіцієнтом запасу прогину, який повинен бути не менше $K_f > 1,7$. Якщо ця вимога не виконується, то необхідно відкоригувати вихідні дані при обов'язковому дотриманні умови міцності.

Крім вимог за співвідношенням прогинів пружини необхідно забезпечити її стійкість. Це досягається при виконанні нерівності

$$\frac{h_{св}}{D} \leq 3,5 \quad (5.14)$$

При недостатній міцності однієї пружини, а також зменшенні її габаритних розмірів, у буксовому підвішуванні вагонів високошвидкісних поїздів застосовують багаторядні пружини.

Розрахунок пружин типу "Флексикойл" (рис. 5.6) має свої особливості, оскільки вони працюють не тільки в поздовжньому напрямку (стискання або розтягання), але й у поперечному (відносно осі пружини від дії горизонтальної сили H) [73].

Горизонтальний прогин f_z при паралельному зсуві опорних поверхонь від впливу сили H визначається з формули

$$f_z = \frac{H}{c_z}, \quad (5.15)$$

де c_z - бічна жорсткість пружини.

Бічну жорсткість пружини можна визначити за виразом

$$c_z = \frac{1}{\left[\frac{1}{P} \left(\frac{2}{x} \operatorname{tg} \frac{xh}{2} - h \right) \right] + \frac{h}{S}} \quad (5.16)$$

Складові даної формули визначаються так.

Висота h робочої частини пружини по осі прутка розраховується як

$$h = h_{cv} - d - f_{cm.n}, \quad (5.17)$$

де $f_{cm.n}$ - визначений за формулою (5.8) статичний прогин.

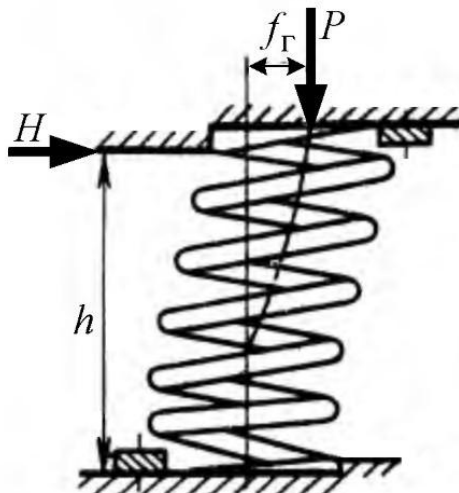


Рис. 5.6. Положення пружини "Флексикойл" при дії вертикального P й горизонтального H навантажень.

Інші допоміжні параметри визначаються як

$$x = \sqrt{\frac{P}{B \left(1 - \frac{P}{S}\right)}}, \quad (5.18)$$

$$B = \frac{EI}{\Psi}, \quad (5.19)$$

$$S = \frac{8EI \operatorname{tg} \alpha}{D^2}, \quad (5.20)$$

$$\Psi = \frac{(2 + \mu \cos^2 \alpha)}{2 \sin \alpha}. \quad (5.21)$$

Значення E являє собою модуль пружності, який для сталі складає $E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа.

Осьовий момент інерції перерізу прутка пружини I визначається як

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05d^4 \quad (5.22)$$

Кут підймання гвинтової лінії пружини α визначається виходячи з умови

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D n_p} \quad (5.23)$$

Коефіцієнт μ поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона) залежить тільки від матеріалу витка пружини, але не залежить від його розмірів і форми перерізу. Для сталі $\mu = 0,3$.

Під дією сили H витки пружини зазнають додаткової деформації зсуву. При цьому виникають дотичні напруження, які визначаються як

$$\tau_z = K_\kappa^2 \frac{5H}{xd^3} \operatorname{tg} \left(\frac{xh}{2} \right), \quad (5.24)$$

де K_κ^2 - коефіцієнт концентрації напруг.

Коефіцієнт концентрації напруг K_κ^2 визначається як

$$K_\kappa^2 = 1 + \frac{0,63}{C} + \frac{0,35}{C^2} \quad (5.25)$$

Сумарні напруження, які виникають у пружині "Флексикойл" будуть складати

$$\tau = \tau_{max} + \tau_z \quad (5.26)$$

5.3. Гідравлічні гасники коливань

Гідравлічні гасники призначені для гасіння вертикальних коливань кузова, які виникають під час руху рухомого складу [46].

Гідравлічний гасник коливань (рис. 5.7) являє собою поршневий телескопічний демпфер двосторонньої дії. Він розвиває зусилля опору на ходах стиснення й розтягання.

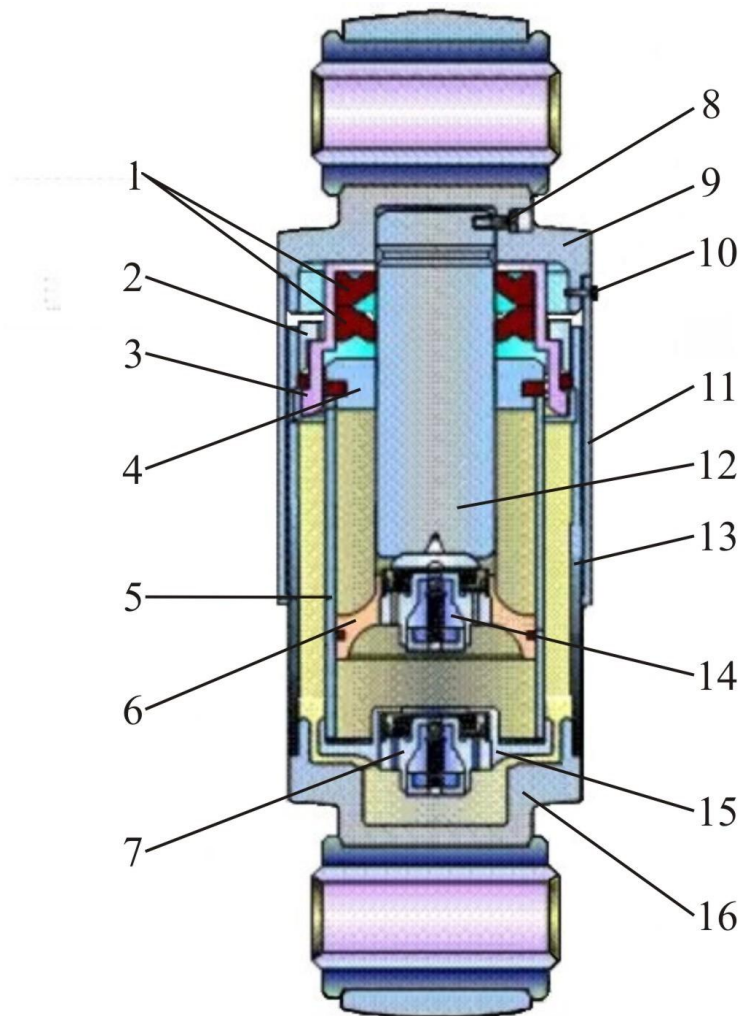


Рис. 5.7. Загальний вигляд гідравлічного гасника коливань: 1 - сальники; 2 - гайка; 3 - обойма; 4 - напрямна букса; 5 - циліндр; 6 - поршень; 7 - клапан; 8 - гвинт; 9 - головка; 10 - болт; 11 - захисний кожух; 12 - шток; 13 - корпус; 14 - клапан; 15 - корпус; 16 – головка.

Гасник складається з циліндра, у якому розміщений шток із поршнем і клапаном. У нижню частину циліндра запресований корпус із клапаном, а у верхню - вставлений шток, який ущільнений напрямною буксою та сальниковим пристроєм. Цей пристрій складається з обойми й двох каркасних сальників. Гайка фіксує положення деталей гасника та одночасно розтискає гумове кільце, яке ущільнює його корпус. Гідравлічний гасник коливань кріплять через верхню й нижню головки до спеціальних кронштейнів, які розташовуються на рамі кузова вагона та візка. На верхню головку гасника навертається захисний кожух, який стопориться болтом. Стопоріння штока з верхньою головкою здійснюється за допомогою гвинта.

Принцип роботи гідравлічного гасника полягає в послідовному переміщенні робочої рідини під поршнем через робочі клапани одnobічної дії. При проходженні робочої рідини через щілини клапанів виникає в'язке тертя за рахунок чого коливання гасяться (рис. 5.8).

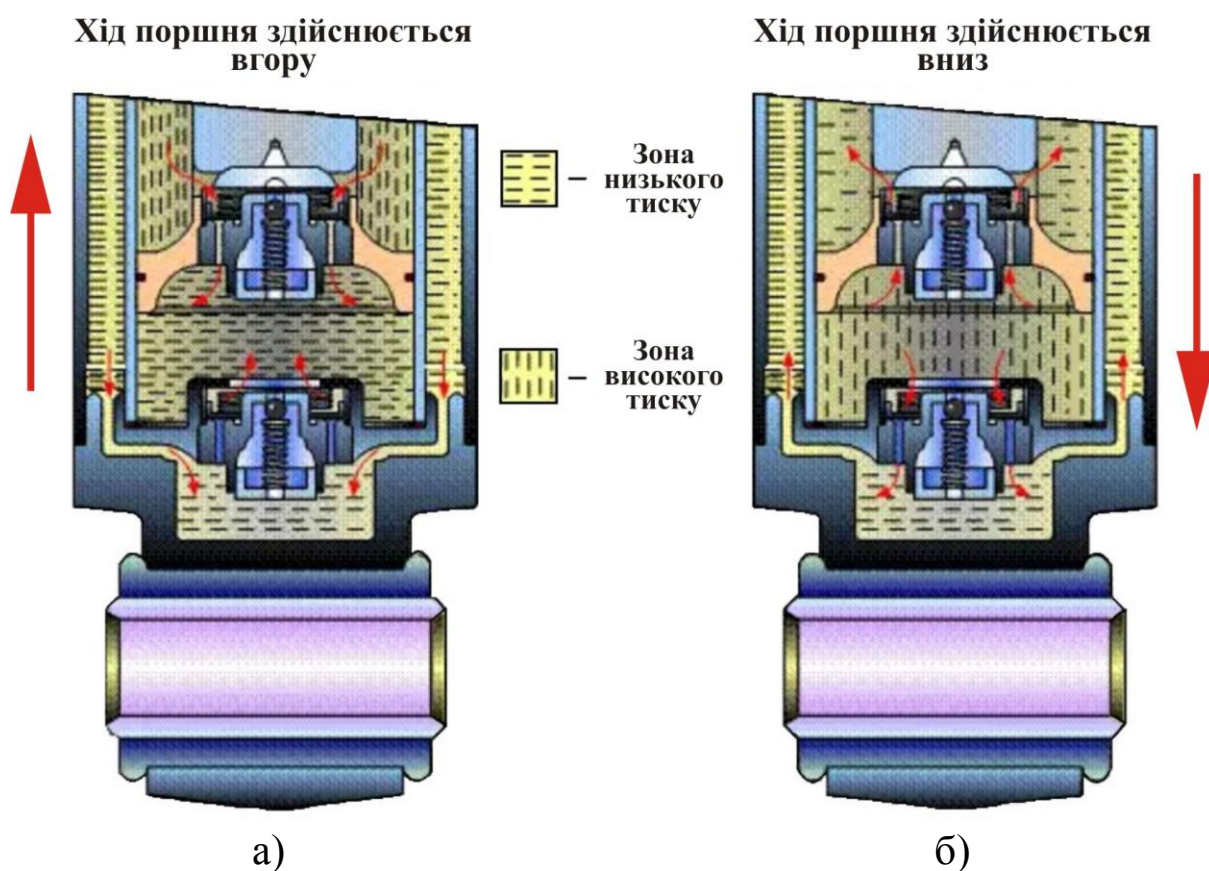


Рис. 5.8. Принцип роботи гідравлічного гасника коливань:
а – поршень рухається вгору; б – поршень рухається вниз

При ході поршня вгору (рис. 5.8 а) тиск робочої рідини в порожнині над поршнем підвищується, і диск клапана в поршні притискається до посадочних поясів корпусу. При цьому рідина з великим опором надходить у порожнину під поршнем через щілинні канали, розташовані на зовнішньому поясі. Однак тиск у порожнині під поршнем разом із тим знижується, тому що об'єм рідини, який звільняється, більше об'єму рідини, яка туди надійшла. Вільний об'єм під поршнем заповнюється за рахунок розрядження, яке утворилося шляхом усмоктування рідини з запасного резервуара через канавки в нижньому корпусі, а також через калібрований отвір клапана та пази дистанційного кільця.

При перевищенні в порожнині над поршнем установленого тиску спрацьовує кульковий клапан і частина рідини перетікає в порожнину під поршнем. Тиск у порожнині над поршнем падає, і кулька під дією пружини закриває отвір клапана.

При ході поршня вниз тиск робочої рідини в порожнині під поршнем підвищується. Диск нижнього клапана притискається до посадочних поясів корпусу і частина рідини з великим опором переходить через щілинні канали в запасний резервуар. Одночасно при цьому ході тиск рідини в порожнині над поршнем знижується, диск клапана в поршні відкривається, і частина рідини перетікає через калібрований отвір клапана в простір, що звільнився, над поршнем. При перевищенні тиску в порожнині під поршнем більше заданого спрацьовує кульковий клапан у нижньому корпусі і частина рідини перетікає в запасний резервуар. Тиск у порожнині під поршнем падає, і кулька під дією пружини закриває отвір.

Основною характеристикою гідравлічного гасника коливань є залежність зусилля $F(x)$ від швидкості відносних переміщень його виконавчих елементів [62].

Ця характеристика містить у собі такі складові:

F_a - максимальне зусилля, яке може впливати на гідравлічний гасник коливань, кН;

F_0 - постійне зусилля, яке впливає на гідравлічний гасник коливань, кН;

$F(\alpha, \omega)$ - гармонійна лінеаризована амплітуда зусиль, які впливають на гідравлічний гасник коливань;

k_i - коефіцієнт гармонійної лінеаризації;
 β - параметр в'язкого лінійного тертя;
 γ - параметр квадратичного в'язкого тертя;
 a - амплітуда коливань на гідравлічному гаснику коливань;
 ω - частота збурювань, які впливають на гідравлічний гасник коливань;

$W(\alpha, \omega)$ - енергетична характеристика гідравлічного гасника коливань.

Визначення цих параметрів для різних видів в'язкого опору наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Силові характеристики гідравлічного гасника коливань для різних видів в'язкого опору.

$F(x)$	F_a	$F(\alpha, \omega)$	k_i	$W(\alpha, \omega)$
В'язкий лінійний опір	$\beta a \omega$	$\beta a \omega$	$k_{\beta}=1$	$\pi \omega \beta a^2$
В'язкий квадратичний опір	$\gamma^2 a^2 \omega^2$	$\frac{8\gamma}{3\pi} a^2 \omega^2$	$k_{\gamma}=0,85$	$\frac{8a\omega}{3\pi} \gamma = 0,85\beta$

Ці параметри визначаються при випробуванні гідравлічного гасника коливань на спеціальному стенді, який відтворює на нього гармонійний вплив з амплітудою a та частотою збурювань ω за законом $a \sin(\omega t)$.

Для гідравлічних гасників коливань використовується лінеаризована амплітуда зусиль, яка визначається як

$$F(a, \omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F(x) \cos(\omega t) dt. \quad (5.27)$$

Енергетичною характеристикою гідравлічного гасника коливань слугує робота сил тертя за період коливань $T = 2\pi/\omega$, яка може бути визначена як

$$W = \int_0^T F(x) x dt = \pi a F(a, \omega). \quad (5.28)$$

Графічно даний параметр зображується площею робочої (дисипативної) діаграми.

У той же час дуже зручною та універсальною оцінкою якості і кількості демпфірування слугує параметр опору, який обчислюється за дисипативною діаграмою:

- для в'язкого лінійного опору

$$\beta = \frac{F_a}{a \omega}, \quad (5.29)$$

- для в'язкого квадратичного опору

$$\gamma = \frac{F_a}{(a \omega)^2}. \quad (5.30)$$

Ці параметри дають найбільш повну оцінку працездатності гідравлічного гасника коливань.

Практична реалізація застосування гідравлічних гасників коливань на візку високошвидкісного поїзда "Сапсан" наведена на рис. 5.9.



а)



б)



в)



г)

Рис. 5.9. Застосування гідравлічних гасників коливань у візку високошвидкісного поїзда "Сапсан": а - вертикальне підвішування візка; б – гідравлічний гасник коливань проміжної рами; в - стабілізатор бічного хитання та його зв'язок із візком; г - стабілізатор бічного хитання візка.

5.4. Гумометалеві елементи і їх розрахунок

Застосування в ресорному підвішуванні високошвидкісного рухомого складу гумових деталей дозволяє значно покращити його ходові якості [46].

Завдяки порівняно високим припустимим відносним деформаціям і наявності внутрішнього тертя вдається створювати компактні пружні елементи, які реалізують також розсіювання енергії (дисипацію). Це дозволяє обходитися при їх застосуванні без гасників коливань у буксовому (першому) ступені ресорного підвішування. Крім того, внутрішнє тертя в гумі сприяє поглинанню коливань звукової частоти (шумів).

Високі припустимі відносні деформації зсуву дозволяють створювати в ресорному підвішуванні різні сферичні та циліндричні шарніри, сайлент-блоки, багатошарові рухомі опори та інші рухомі опори, у яких не виникає поверхневе тертя, а отже, не відбувається зношування і нема необхідності в застосуванні змащення.

Слід зазначити, що здатність гасити коливання залежить від марки гуми. Жорсткість гуми може змінюватися в 10-20 разів при зміні марки гуми. До недоліків гуми слід віднести високу жорсткість, а також зміну фізико-механічних властивостей від температури навколишнього середовища.

У ресорному підвішуванні візків високошвидкісних поїздів застосовують гумові елементи, які працюють тільки на зсув, тільки на стиснення, а також на стиснення і зсув одночасно. Найчастіше гумові елементи використовують у комбінації зі сталевими пружинами. Для підвищення надійності гумові елементи виготовляють із металевими армувальними пластинами, які вулканізують разом з гумою. Для виготовлення гумових деталей застосовують морозостійкі (до -50°C) і оливостійкі гуми.

Характерною особливістю гумових елементів є те, що при їх деформації зберігається повна сталість об'єму гуми. У цьому випадку для того, щоб був прогин амортизатора, гума повинна мати можливість випинатися. Деформація стиснення амортизатора залежить не тільки від значень пружних постійних (модуля пружності при розтяганні-стисненні E та модуля зсуву

G), але й від форми та умов закріплення торців гумової деталі на опорних поверхнях [24].

Модуль пружності гуми визначається її твердістю. Залежність модуля пружності E гуми при розтяганні-стисненні та модуля зсуву G від твердості H наведена на рис. 5.10. При цьому твердість гуми вимірюється в умовних одиницях.

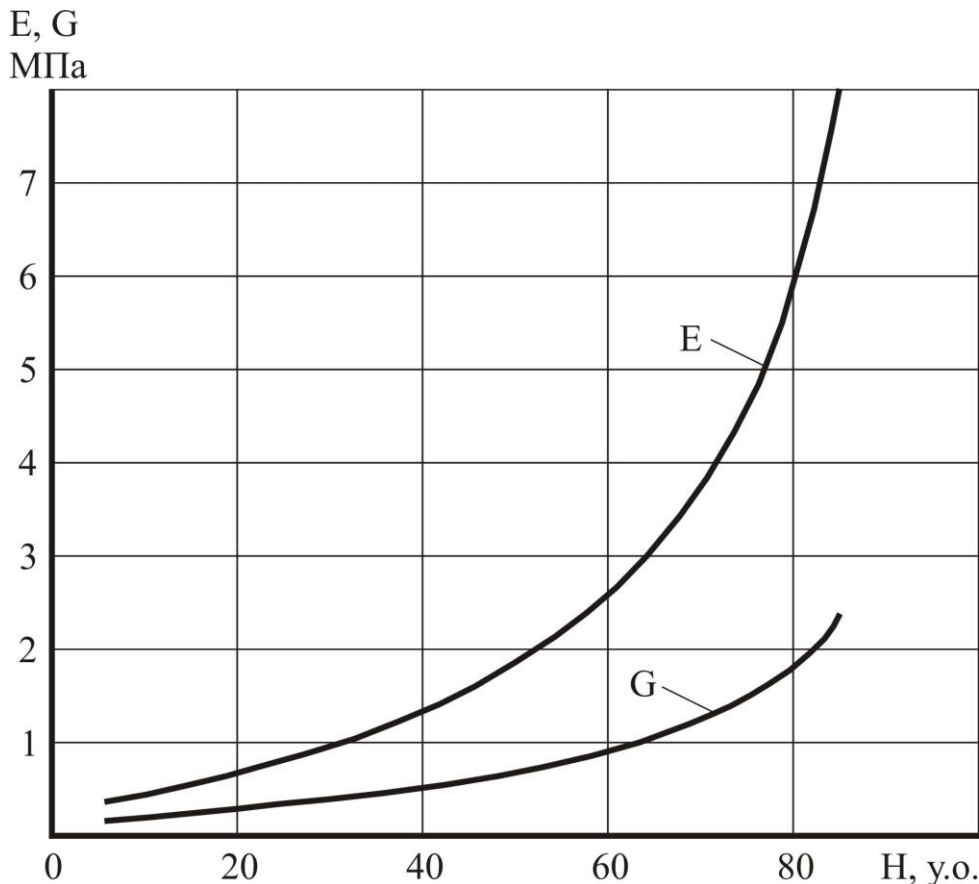


Рис. 5.10. Залежність модуля пружності E і модуля зсуву G від твердості гуми H .

Відмінною рисою гуми є її здатність довгостроково та надійно працювати при великих відносних деформаціях. Залежність напруг стиснення σ від відносних деформацій ε гумового елемента є нелінійною. Однак при відносних деформаціях, які не перевищують 10-12%, відхилення від лінійної залежності невеликі. Тому напругу стиснення можна визначити за формулою [73]

$$\sigma = E k \varepsilon, \quad (5.31)$$

де k - коефіцієнт форми;
 ε - відносна деформація.

Коефіцієнт k відображує залежність жорсткості гумової деталі від її форми під час стиснення, а також співвідношення розмірів і способу з'єднання з металевою арматурою. У загальному вигляді коефіцієнт k визначається як

$$k = 1 + m k_0, \quad (5.32)$$

де k_0 - відношення площі опорної поверхні до площі вільної бічної поверхні гуми;

m - коефіцієнт, який залежить від виду з'єднання гуми з металом. Якщо опорні поверхні гуми виконані за допомогою вулканізації до арматур його значення $m=4,67$. При сухих, не прикріплених опорних поверхнях гуми значення цього коефіцієнта складає $m=2$.

Напруги зсуву τ визначаються на основі закону Гука

$$\tau = G \gamma, \quad (5.33)$$

де γ - відносна деформація зсуву.

Можна виділити (за конструктивними формами) чотири типи гумових деталей, які застосовуються в ресорному підвішуванні. Це пластини прямокутного перерізу, кругові шайби, втулки та конуси.

Розглянемо основні розрахункові залежності [72] для пластини прямокутного перерізу при роботі на стиснення (рис. 5.11).

Вихідними даними для розрахунку такої пластини є діюче навантаження P або площа її опорної поверхні F (ширина a та довжина b) і висота (товщина) пластини h .

Напруга стиснення визначається за формулою

$$\sigma = \frac{P}{F}, \quad (5.34)$$

де F - площа опорної поверхні, $F = ab$.

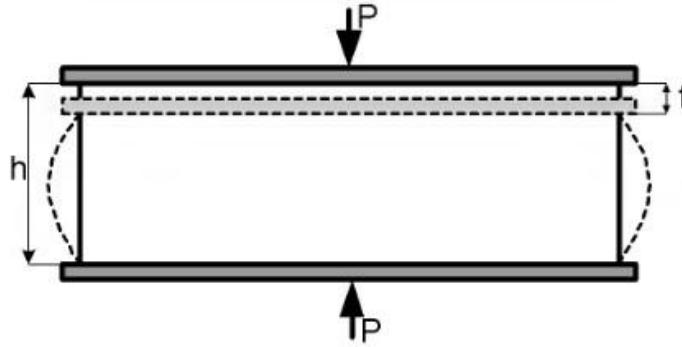


Рис. 5.11. Дія на гумову пластину стискаючої сили P .

Навантаження P , яке діє на гумову пластину буде складати

$$P = E F k \varepsilon, \quad (5.35)$$

де E - модуль пружності, який визначається за графіком (рис. 5.10);

ε - відносна деформація, яка визначається початковою висотою пластини h і прогином f під навантаженням P .

Відносна деформація визначається як

$$\varepsilon = \frac{f}{h}. \quad (5.36)$$

Коефіцієнт форми з урахуванням формули (5.32) можна визначити як

$$k = 1 + m \frac{ab}{2h(a+b)}. \quad (5.37)$$

Допустимі напруження стиснення $[\sigma]$ в цьому випадку не повинні перевищувати 1,5 МПа.

Площа пластини, виходячи з умов допустимих напружень стиснення, визначається з виразу

$$F = \frac{P}{[\sigma]}. \quad (5.38)$$

Жорсткість пластини з урахуванням формул (5.35) і (5.36) визначається як

$$c_{сж}^p = \frac{P}{f} = \frac{EFk \frac{f}{h}}{f} = Ek \frac{ab}{h}. \quad (5.39)$$

Довговічність гумових елементів, які працюють на стиснення, залежить від відносної деформації ε . Відносні деформації не повинні перевищувати значення 0,1-0,2. Тому припустимий прогин гумової деталі можна визначити як

$$f_{дон}^p = [\varepsilon] h = (0,1 \div 0,2) h, \quad (5.40)$$

а припустиме навантаження з урахуванням припустимих відносних деформацій буде складати

$$P_{дон} = E F k[\varepsilon]. \quad (5.41)$$

Крім вертикальної сили P на гумову пластину можуть діяти й горизонтальні сили Q , які викликають її зсув (рис. 5.12). У цьому випадку розрахункові співвідношення будуть мати такий вигляд, як на рис. 5.12.

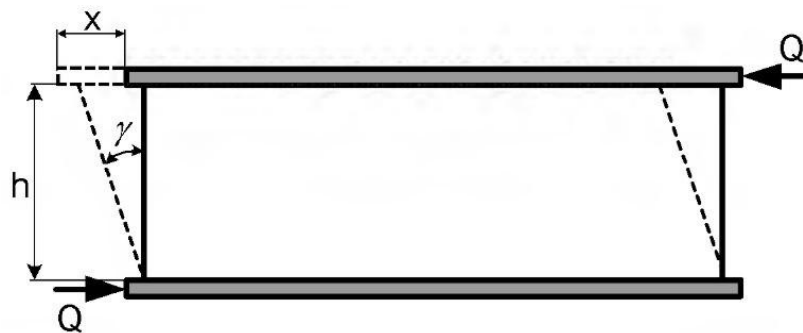


Рис. 5.12. Дія на гумову пластину горизонтальної сили Q .

Напруги зсуву $[\tau]$, які допускаються, не повинні перевищувати 0,3-0,5 МПа.

Площа пластини з урахуванням напруг зсуву, які допускаються, визначається з виразу

$$F = \frac{Q}{[\tau]}. \quad (5.42)$$

Навантаження зсуву Q можна визначити як

$$Q = G F \gamma, \quad (5.43)$$

де G - модуль зсуву, який визначається за графіком, який наведено на рис. 5.10;

γ - відносна деформація зсуву, яка дорівнює $\gamma = x/h$.

Жорсткість гумової пластини при деформаціях зсуву визначається як відношення сили Q до величини лінійної деформації зсуву x , тобто

$$c_{cd}^p = \frac{Q}{x} = \frac{GFk \frac{x}{h}}{x} = G \frac{ab}{h}. \quad (5.44)$$

Відносні деформації зсуву $[\gamma]$, які допускаються, не повинні перевищувати 0,5-1. Тому лінійну деформацію зсуву гумової пластини, яка допускається, можна визначити як

$$x_{дон} = [\gamma] h = (0,5 \div 1,0) h. \quad (5.45)$$

Припустимо навантаження на зсув з урахуванням відносних деформацій, які допускаються, визначається за формулою

$$Q_{дон} = G F [\gamma]. \quad (5.46)$$

Навантаження відносно стиснення і зсуву гумової пластини є найпростішими видами дії сил. Більш складні види навантажень вимагають проведення розширеного аналізу їх конкретного виду, напрямку дії та динаміки.

При застосуванні гум для пружних деталей ресорного підвішування високошвидкісних поїздів завжди віддається перевага гумам з меншим ступенем гасіння коливань. Це сприяє меншому теплоутворенню в гумі і є дуже важливим фактором, оскільки гума - поганий провідник тепла, а її міцність сильно знижується при нагріванні.

5.5. Пневматичні ресори та їх розрахунок

В екіпажній частині високошвидкісних поїздів у центральному підвішуванні (у другому ступені) широко застосовуються пневматичні ресори, які мають високу витривалість, малу масу й значно покращують вібро- та шумоізоляцію у вагонах [46].

Типи пневматичних ресор, які застосовуються на високошвидкісних поїздах і їх елементи, показані на рис. 5.13 і 5.14.

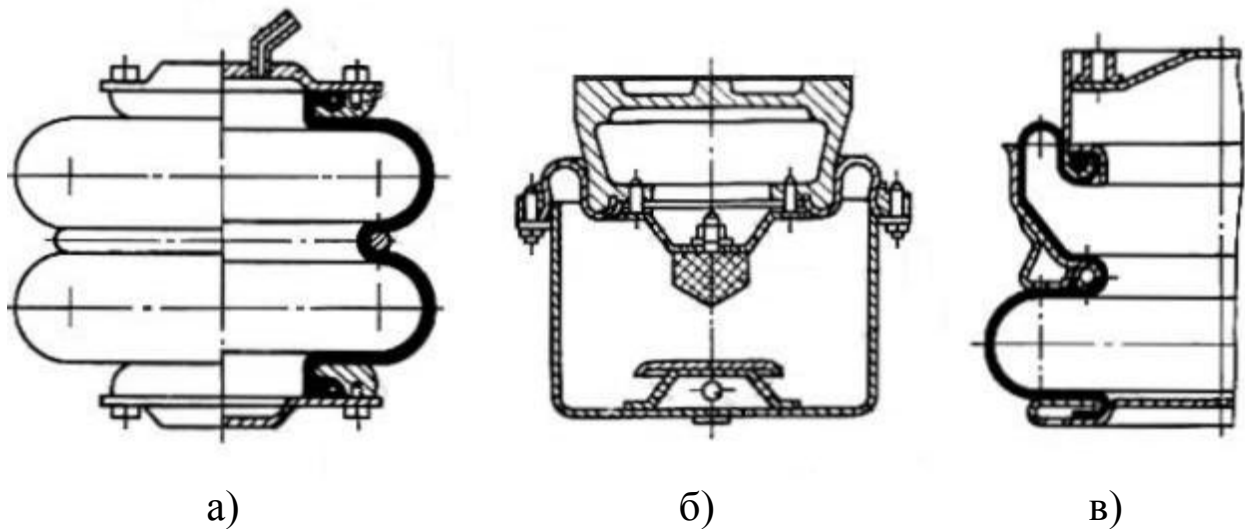
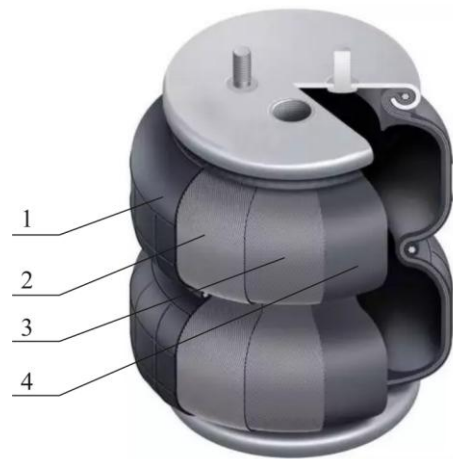


Рис. 5.13. Типи пневматичних ресор: а - балонного типу; б - діафрагмового типу; в - змішаного типу.



а)



б)

Рис. 5.14. Загальний вигляд (а) та елементи пневматичної ресори (б): 1 - зовнішня гумова оболонка; 2 - кордовий шар з металевими нитками; 3 - проміжний кордовий шар з капроновими нитками; 4 - внутрішній шар гуми.

На високошвидкісних поїздах, як правило, застосовуються пневматичні ресори балонного типу.

Важливою рисою пневматичних ресор перед іншими вузлами ресорного підвішування є те, що вони (крім гасіння коливань) дозволяють автоматично підтримувати кузов вагона, незалежно від його завантаження, на певній відстані від рівня головок рейок [44]. Робота пневматичної ресори в такому режимі показана на спрощеній схемі, яка наведена на рис. 5.15.

У схемі (рис. 5.15) поршень 2 із циліндром 3 імітує роботу пневматичної ресори. Автоматичний механізм регулювання тиску повітря в просторі під поршнем 2 здійснює золотник 5, який з'єднаний зі штоком 4 і буксою колісної пари 6. Робота пневматичної ресори відповідно до наведеної схеми здійснюється таким чином. У стані, коли маса вагона не змінюється канали а й б перекриті золотником 5 і повітря в простір під поршнем не подається та з нього не виходить. У випадку збільшення маси вагона, коли здійснюється посадка пасажирів (рис. 5.15 а) відстань від кузова вагона до букси колісної пари починає зменшуватися. Ця зміна впливає на шток золотника 4, який переміщається з золотником 5 вгору. У результаті золотник 5 відкриває канал для надходження стисненого повітря з каналу б у канал в.

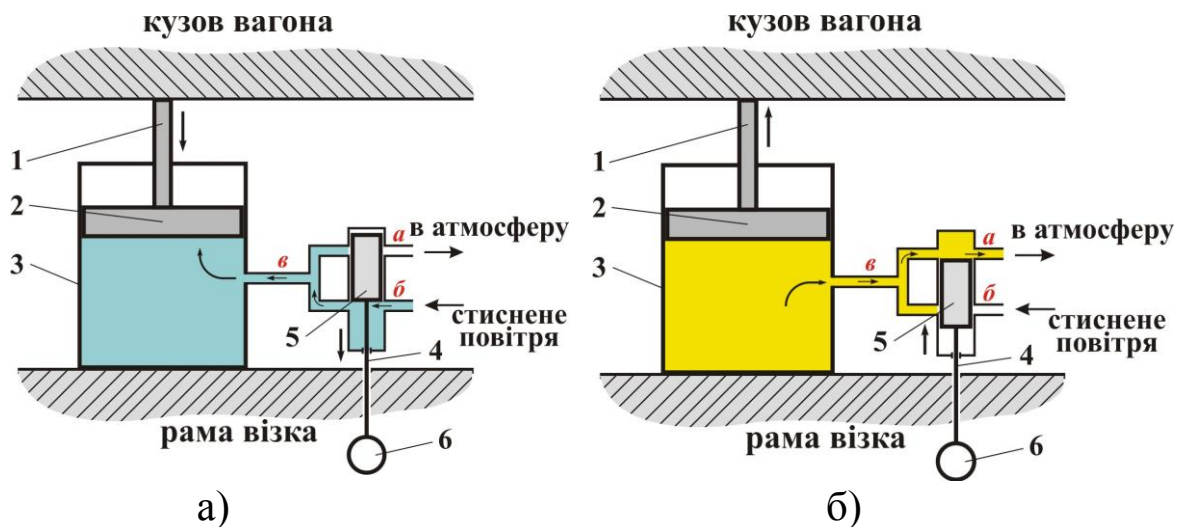


Рис. 5.15. Спрощена схема роботи пневматичної ресори для підтримки кузова вагона, незалежно від його завантаження, на певній відстані від рівня головок рейок: а - маса вагона збільшується; б - маса вагона зменшується; 1 - шток; 2 - поршень; 3 - циліндр; 4 - шток золотника; 5 - золотник; 6 - букса колісної пари.

Стиснене повітря починає надходити в простір під поршнем 2. У результаті цього поршень 2 починає рухатися вгору й через шток 1 впливає на кузов вагона, який теж починає підніматися. Надходження стисненого повітря буде тривати доти, поки вагон не підніметься на задану висоту над буксою колісної пари та не займе своє первісне положення. У цьому випадку золотник 5 перекриє доступ стисненого повітря з каналу б у канал в, а під поршнем 2 установиться постійний тиск стисненого повітря.

Коли пасажирів з багажем починають виходити з вагону його маса починає зменшуватися, а відстань між кузовом і буксою колісної пари починає збільшуватися (рис. 5.15 б). У цьому випадку шток 4 із золотником 5 опускається і відкриває канал а. Із простору під поршнем 2 повітря по каналах в і а починає виходити в атмосферу, а тиск повітря під поршнем 2 у свою чергу починає зменшуватися. Поршень 2 разом з кузовом вагона починає опускатися, а золотник 5 піднімається. Коли тиск під поршнем 2 досягне заданого значення, канал а повністю перекриється золотником 5, і кузов вагона по висоті знову займе над буксою колісної пари своє первісне положення. Таким чином

відбувається автоматичне регулювання тиску під поршнем 2, а кузов вагона втримується на заданій висоті при зміні його завантаження.

У пневматичному ресорному підвішуванні з регулюванням тиску у високошвидкісних поїздах статичний прогин є умовним поняттям, оскільки його величина завдяки роботі регулятора положення кузова вагона залишається незмінною незалежно від навантаження. Тому пневматичне підвішування й пружні пневмоелементи оцінюються за допомогою еквівалентного статичного прогину. Він визначається як відношення номінальної вантажопідйомності пневмоелемента P_0 до його номінальної жорсткості c_0 . Номінальна вантажопідйомність пневмоелемента задається при проектуванні ресорної системи підвішування та визначається за масою бруто всього екіпажу, що припадає на один пружний елемент [46].

Номінальна вантажопідйомність пневматичної ресори пов'язана з іншими її параметрами таким виразом:

$$P_0 = p_0 F_{ef}, \quad (5.47)$$

де p_0 - номінальний тиск повітря, яке знаходиться у пневморесорі;

F_{ef} - ефективна (несуча) площа пневморесори.

Номінальний тиск повітря, що знаходиться у пневматичній ресорі, задається як вихідний параметр системи пневматичного підвішування залежно від типу джерела стисненого повітря (спеціальний повітряний компресор або гальмова система вагона).

Що стосується ефективної (несучої) площі пневморесори, то слід зазначити, що для балонного типу вона є величиною змінною. Під час деформації пневморесори балонного типу відбувається зміна форми оболонки та параметрів, які характеризують її конфігурацію під час роботи. Це обставина значно ускладнює розрахунок. Крім того, складність розрахунку полягає в тому, що в процесі деформації (крім зміни діаметра

пневморесори) змінюється положення точки торкання оболонки, арматури і розташування ниток корду.

У загальному випадку вертикальна жорсткість пневматичної ресори $c_v^{пневм}$ може бути представлена як

$$c_v^{пневм} = c_1^{пневм} + c_2^{пневм} + c_3^{пневм}, \quad (5.48)$$

де $c_1^{пневм}$ - жорсткість пневматичної ресори, яка залежить від геометричних розмірів і тиску в ній повітря;

$c_2^{пневм}$ - жорсткість пневморесори, яка залежить від зміни її ефективної площі при деформації;

$c_3^{пневм}$ - додаткова (каркасна) жорсткість пневморесори, яка обумовлюється опором конструктивних елементів, що в ній сполучаються.

Жорсткості $c_1^{пневм}$ й $c_2^{пневм}$ визначаються як

$$c_1^{пневм} = \frac{(p_0 + 1) \varepsilon F_{эф}^2}{V}, \quad (5.49)$$

$$c_2^{пневм} = p_0 \frac{dF_{эф}}{df}, \quad (5.50)$$

де p_0 - номінальний тиск повітря, яке знаходиться у пневморесорі;

ε - показник політропи, який приймається $\varepsilon = 1, 2 \div 1, 3$;

V - сумарний об'єм пневморесори та додаткового резервуара (якщо такий використовується);

$dF_{эф}$ - збільшення ефективної площі при динамічному прогині f ;

df - збільшення динамічного прогину пневморесори.

Каркасна жорсткість $c_3^{пневм}$ залежить від різних конструктивних параметрів оболонки пневморесори: марки гуми, кількості шарів кордового каркаса, щільності ниток у каркасі та

інтенсивності їх натягу та ін. Тому величина каркасної жорсткості визначається дослідним методом, а в розрахунках пневморесори вона приймається в межах $(0,05 \div 0,10) c_1^{пневм}$.

Слід зазначити, що для пневматичного (балонного) ресорного підвішування характерна наявність дисипації (розсіювання) енергії коливального процесу, яку необхідно обов'язково враховувати при підвищених швидкостях руху.

Контрольні питання

1. Для чого призначено ресорне підвішування та його основні особливості?
2. Що повинно забезпечувати ресорне підвішування?
3. Для чого необхідно проводити дослідження динамічних властивостей конструкції високошвидкісного поїзда?
4. Які пружні елементи застосовують у ресорному підвішуванні сучасних високошвидкісних поїздів?
5. Що таке жорсткість ресорного підвішування та як вона визначається?
6. Як може реалізуватися прогин ресорного підвішування в сучасних високошвидкісних поїздах?
7. Що таке статичний та еквівалентний прогин ресорного підвішування та як він визначається?
8. Що таке коефіцієнт відносного демпфірування та як він визначається?
9. Як розподіляються ступені ресорного підвішування вагонів високошвидкісних поїздів?
10. Які два основних види пружин застосовуються в ресорному підвішуванні?
11. Основна сутність методу розрахунку звичайної циліндричної пружини?
12. Яка особливість пружин типу "Флексикоїл"?
13. Основна сутність методу розрахунку пружин типу "Флексикоїл"?
14. Для чого призначені гідравлічні гасники коливань?
15. Конструкція та принцип дії гідравлічного гасника коливань?

16. Як здійснюється практична реалізація застосування гідравлічних гасників коливань на візку високошвидкісного поїзда?

17. Конструктивні особливості гумометалевих елементів і методи їх розрахунку?

18. Що таке коефіцієнт форми гумометалевого елемента та як він визначається?

19. У якому ступені ресорного підвішування переважно застосовуються пневматичні ресори?

20. Які типи пневматичних ресор застосовуються на високошвидкісних поїздах?

21. З яких елементів складається пневматична ресора?

22. Як пневматична ресора дозволяє автоматично підтримувати кузов вагона, незалежно від його завантаження, на певній відстані від рівня головок рейок?

23. Як визначається вертикальна жорсткість пневматичної ресори?

24. За якими параметрами визначається номінальна вантажопідйомність пневматичної ресори?

25. Що таке еквівалентний статичний прогин пневматичної ресори та як він визначається?

26. Від яких параметрів залежить жорсткість пневматичної ресори?

27. Від яких конструктивних параметрів залежить каркасна жорсткість пневматичної ресори?

28. Що таке дисипація (розсіювання) енергії коливального процесу у пневматичній ресорі?

29. Від чого залежить в'язкий опір гідравлічного гасника коливань і як він розраховується?

30. Чому для забезпечення нормальної роботи пружини у ресорному підвішуванні її витки при прогині не повинні торкатися один одного?

6. ВІЗКИ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

6.1. Загальні поняття і особливості конструкції візків

Під візками розуміються пристрої, які забезпечують безпечний рух вагона по рейковій колії з мінімальним опором і необхідною плавністю ходу. Візки становлять основу ходових частин і складають найважливіший вузол вагонів високошвидкісних поїздів. Вони забезпечують взаємодію рухомого складу з верхньою будовою залізничної колії [46].

Рама візка поєднує в собі колісні пари з буксами, систему ресорного підвішування, тяговий привод (у моторних візках), гальмову важільну передачу та інші вузли. Завдяки можливості розміщення у візках пружинних ресор у поєднанні з різного виду гасниками коливань, які забезпечують стійкість положення кузова, створюються умови для досягнення високої швидкості руху та гарної плавності руху вагона.

Необхідно відзначити характерну рису рам візків високошвидкісних поїздів. Вона полягає в тому, що рівень її середньої частини дещо опущений униз порівняно з поздовжнім рівнем її кінцевих частин (рис. 6.1). Це дозволяє зменшити рівень другого ступеня ресорного підвішування, зменшити відстань від кузова рухомого складу до головок рейок і покращити динаміку руху вагона.

Більшість сучасних конструкцій рам візків високошвидкісних поїздів із подвійним ресорним підвішуванням містять у собі дві поперечні паралельні балки, які встановлюються симетрично відносно середньої частини рами візка. Вони обмежують переміщення рами вагона за напрямком його поздовжньої осі та покращують компоновку центрального ресорного підвішування. У плані така рама має Н-подібну конструкцію. Як приклад, на рис. 6.2 наведені рами візків високошвидкісного поїзда ICE3 та швидкісного поїзда Hyundai Rotem (HRCS2).



Рис. 6.1. Схема рами візка високошвидкісного поїзда (вид збоку).

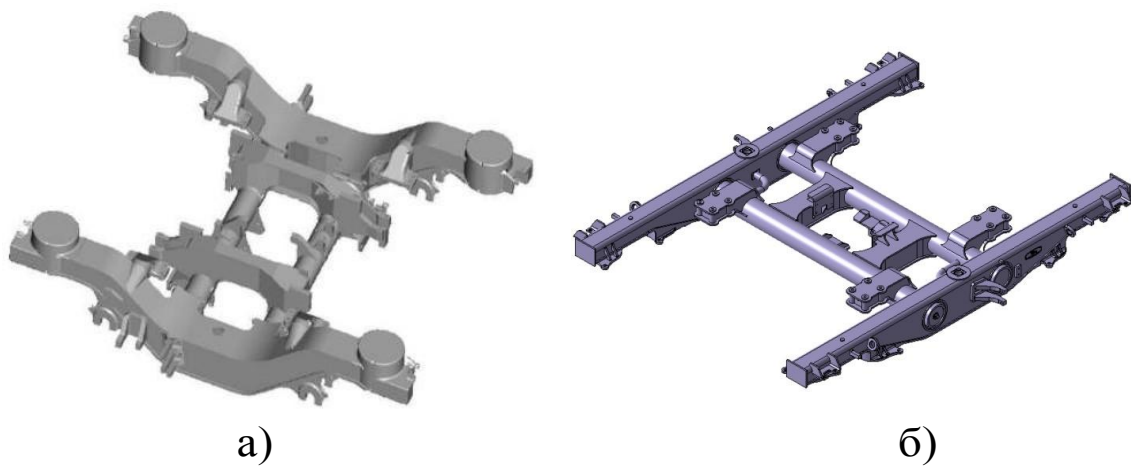


Рис. 6.2. Рама візків високошвидкісного поїзда ICE3 (а) та швидкісного поїзда Hyundai Rotem (HRCS2) (б).

Для оцінювання загального напруженого стану рам візків використовуються досить складні класичні методи будівельної механіки (метод сил або метод переміщень). Фундаментальною основою методу сил служить принцип мінімуму додаткової енергії (принцип Кастильяно). Метод переміщень ґрунтується на принципі мінімуму повної енергії деформації або принципі Лагранжа [46].

Останнім часом для оцінювання місцевих напружень у зонах прикладення навантажень широко застосовуються дискретні розрахункові схеми з використанням для їх опису методу кінцевих елементів (МКЕ) у формі методу переміщень, тобто з використанням принципу Лагранжа (при апроксимації полів переміщень у межах кінцевих елементів різної форми та

величини). Розрахункова модель МКЕ обов'язково припускає наявність численних перевірок за дослідними експериментальними даними.

Сучасний візок спочатку прорисовується на екрані комп'ютера. Після цього його з високою точністю розраховують за допомогою сучасного методу кінцевих елементів, перевіряють за допомогою складного комп'ютерного моделювання й тільки потім, з високою точністю, виготовляють. Процес виготовлення візків здійснюється із широким застосуванням способів автоматизації виробничих процесів (досить зазначити, що рама візка виготовляється з підвищеною точністю щодо десятих часток міліметра).

6.2. Буксові вузли

Під буксовим вузлом розуміють комплект деталей, які складаються з корпусу букси з кришкою, підшипника та ущільнюючих пристроїв [46].

Назва "букса" походить від німецького Buchse, що означає ящик або коробка. Букса сучасного високошвидкісного рухомого складу являє собою сталевий литий або зварний корпус складної конструкції з підшипниками кочення всередині. Через підшипник букса спирається на шийку осі (рис. 6.3). На буксу, як правило, спирається одна з "точок" ресорного підвішування й впливає на неї з силою P_1 , а сила P_2 відображує її зв'язок з рамою візка (рис. 6.3 б).

Таким чином, букса витримує та передає навантаження від маси вагона на вісь колісної пари, а також сприймає й передає силу тяги та гальмування. У цьому й полягає її основне призначення. Крім того, букса додатково сприймає поштовхи від нерівностей колії, зусилля від бічних переміщень колісної пари та ін. Умови, у яких доводиться працювати буксам на рухомому складі, ускладнюються тим, що вони не є обресореними.

Конструкції буксових вузлів високошвидкісних поїздів досить різноманітні. Вони розрізняються за типом передачі тягових і гальмових зусиль, вертикальних і горизонтальних

навантажень, а також конструкціями підшипників і іншими характеристиками.

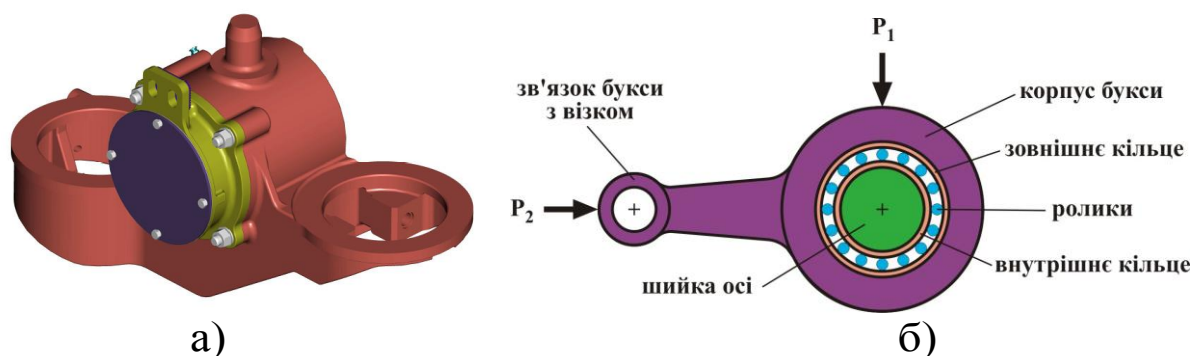


Рис. 6.3. Буксовий вузол швидкісного поїзда EJ 675 (а) і схема букси важільного типу високошвидкісного поїзда TGV із силами, які на неї впливають (б).

Спрощена схема будови букси з роликівими підшипниками показана на рис. 6.3 б. На шийку осі колісної пари насаджене внутрішнє кільце, яке обертається разом із нею. Інше кільце (зовнішнє) більшого діаметра залишається нерухомим у корпусі букси. Між двома кільцями знаходяться ролики. Коли поїзд починає рухатися, внутрішнє кільце обертається та захоплює ролики, які перекочуються між кільцями по своїх доріжках.

Кожна букса при коченні колісної пари в колії здійснює (відносно рами візка) складні переміщення, такі як нагору – униз і вліво - вправо (тобто поперек рами). Оскільки рама візка є обресореною частиною екіпажу, а букса необресореною, то в цьому випадку буксі надається деяка свобода переміщення відносно рами візка, щоб вона змогла сприймати вертикальні сили, які діють на неї.

Слід зазначити, що умови експлуатації буксових підшипників колісних пар високошвидкісного рухомого складу є дуже складними. Вони піддаються високим ударним радіальним навантаженням, які виникають на стиках залізничних колій, на стрілках, з появою повзунів, а також статичному й динамічному радіальному навантаженню під дією маси рухомого складу. Крім того, сюди додатково накладаються осьові навантаження, які викликаються поперечним переміщенням, оскільки поїзди часто

рухаються по нерівних рейках або по звивистому профілю колії. Усі ці сили спільно створюють комбіноване навантаження на буксові підшипники колісних пар, для протидії яких потрібне високоточне регулювання їх внутрішніх елементів. Якщо сюди додати необхідність захисту від таких зовнішніх впливів, як пил, пісок і дощ, а також вимоги щодо максимального інтервалу технічного обслуговування, стає зрозумілою складність вирішення даного завдання.

Підшипники букс, як правило, виконуються конічними й мають свої особливості. Конічні роликові підшипники виробництва компанії "Тімкен" (рис. 6.4) втілили в собі всі знання і досвід, накопичений з 1895 р., коли інженером Генрі Тімкеном був запатентований перший конічний підшипник [73].

Характерні риси цього вузла:

- подвійний конічний підшипник. На відміну від циліндричних, він призначений сприймати як радіальні, так і осьові навантаження поверхнями кочення, а не ковзання. Це різко зменшує шкідливий момент тертя, температуру нагрівання та силове навантаження на сепаратор;

- складання, регулювання зазорів, змащення та герметизація підшипникового блока виконуються на заводі-виготовнику або його спеціалізованому відділенні. Інакше кажучи, при складанні використовується агрегатний підхід, який втілено в загальноприйнятому найменуванні цього підшипника "картуш" (що в перекладі з французької означає "заряджений патрон");

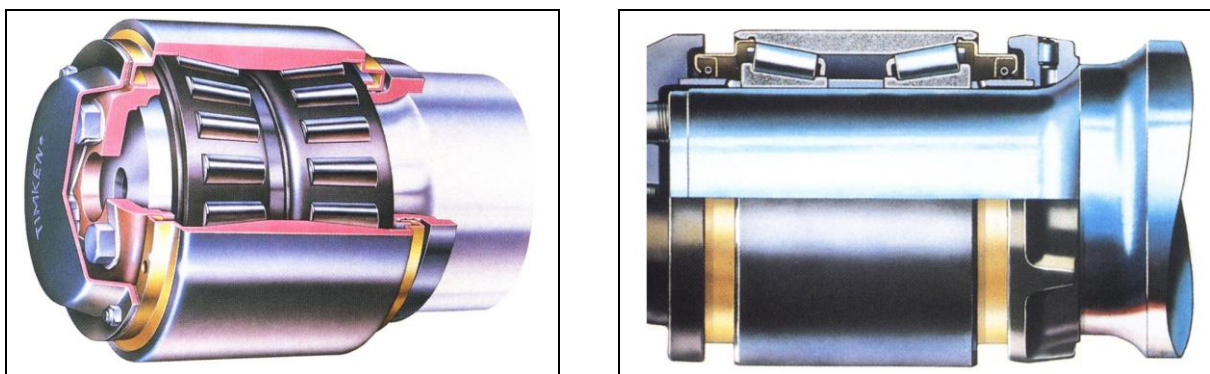


Рис. 6.4. Конічний роликовий підшипник "Тімкен"

- при монтажі буксового вузла в умовах депо або ремонтного

підприємства нема необхідності регулювати осьові зазори та закладати в нього мастило. Це не тільки скорочує витрати на його обслуговування, але й захищає підшипник від не завжди вдалих втручань часом недостатньо кваліфікованого ремонтного персоналу;

- ефективне ущільнення, убудоване в підшипниковий вузол, досить активно захищає підшипник від втрат мастила та проникнення в робочу порожнину вологи. Усе це різко зменшує появу корозійних дефектів на поверхнях кочення роликів і кілець;

- зовнішній діаметр конічного підшипника на 20-30% менше, ніж діаметр циліндричного, при тому самому внутрішньому діаметрі, що дозволяє помітно знизити масу букси.

Значною мірою працездатність будь-якого підшипника залежить від якості його ущільнення. Виходячи з цього фірмою "Тімкен" був розроблений, сертифікований і впроваджений як на американських, так і європейських залізницях ефективний засіб, який було названо гідродинамічним лабіринтовим ущільненням типу HDL із потрійним запиранням (рис. 6.5).

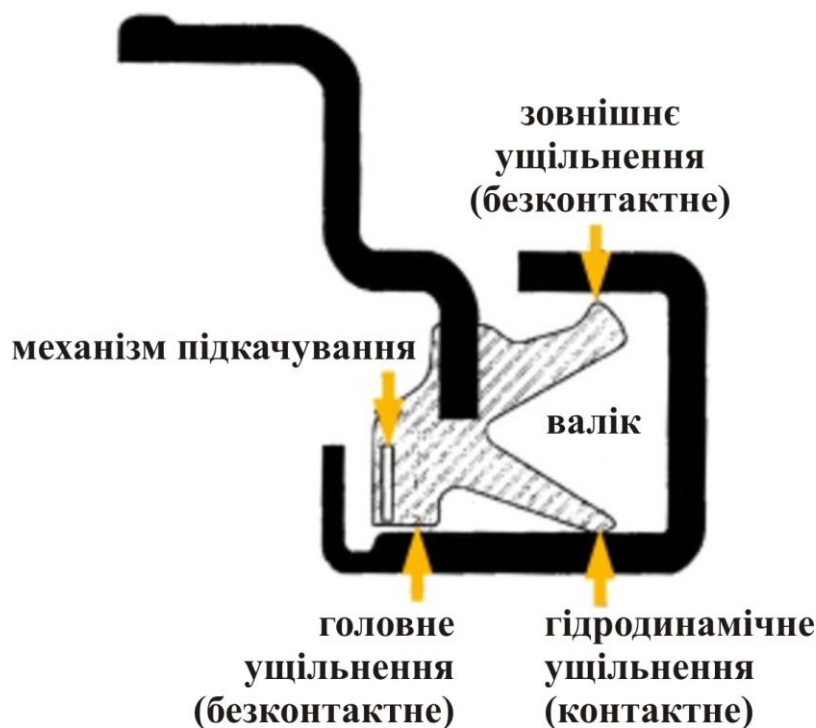


Рис. 6.5. Лабіринтове ущільнення типу HDL із потрійним запиранням.

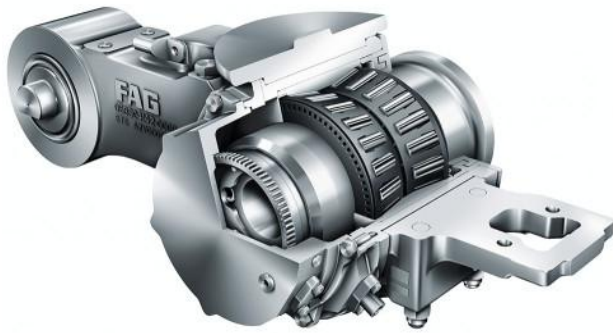
Таке гідродинамічне лабіринтове ущільнення орієнтоване на особливо несприятливі зовнішні умови, до яких належить запиленість, підвищена вологість, наявність снігу та хімічно агресивного середовища. Це різко підвищує надійність і довговічність підшипника, а також скорочує витрату мастила, що дозволяє досягати величини пробігу без ревізії букси більше 1 млн км (на французьких поїздах TGV перша ревізія букс здійснюється під час перепресування коліс колісних пар після пробігу 1,2÷1,4 млн км).

Фахівці німецьких і італійських залізниць, незалежно один від одного, провели порівняльні випробування герметизованих подвійних конічних буксових підшипників. У результаті цього вони дійшли до однакового висновку, що при наявності порівнянних за величиною радіальних і аксіальних навантажень (які характерні для залізничного буксового вузла) конічні підшипники мають найменші сили тертя й температуру нагрівання [72].

Фірма "Тімкен" сертифікувала "картуш" для високошвидкісного руху в 1981 р., і експлуатація всіх поїздів TGV здійснювалась на її буксових підшипниках включно до 1991 р., коли після ряду численних спроб вдалося сертифікувати свої підшипники французькій фірмі SNR Roulements [47].

Роликові конічні підшипники SNR (рис. 6.6 а) за своєю геометрією та дизайном мають декілька важливих та унікальних характеристик, які забезпечують для них широкий спектр застосування. Вони складаються з чотирьох основних компонентів: внутрішньої обойми (конуса), зовнішньої обойми (чаші), конічних роликів і сепаратора (обмежувача роликів). У нормальному робочому стані внутрішня й зовнішня обойми з роликами сприймають усі навантаження, а сепаратор у свою чергу, утримує ролики на певній відстані. Внутрішня обойма, ролики та сепаратор зібрані як "єдина внутрішня обойма" і звичайно відокремлюються від зовнішньої обойми.

Доріжка роликів напрямних і ролики підшипників спроектовані таким чином, щоб осі роликів перетиналися на осі обертання підшипника.



а)



б)

Рис. 6.6. Буксовий вузол високошвидкісного поїзда ICE2 на підшипниках SNR (а) і буксовий касетний підшипник NSK високошвидкісного японського поїзда серії 500 (б).

Довга контактна лінія між роликом і обоймою забезпечує роликовим підшипникам високу навантажувальну здатність. Таким чином, можливість сприймати радіальне й осьове навантаження або їх сполучення між собою робить конічні роликові підшипники ідеальним вибором для використання на високошвидкісному рухомому складі.

Контроль виробництва металу (сталі) для роликових підшипників гарантує її постійну якість. Підшипники SNR випускаються зі сталей електричної плавки, очищених, високої якості, легованих або вуглецевих.

На сьогодні національна компанія французьких залізниць SNCF видала сертифікат і розпочала використовувати на високошвидкісних поїздах TGV останніх поколінь буксові підшипники японської компанії NSK (рис. 6.6 б). Фірма NSK уже має подібні сертифікати в Японії, Китаї й Кореї. Касетні підшипники NSK для колісних пар TGV вигідно відрізняються від аналогічних виробів-конкурентів за рахунок оптимізації внутрішніх конструкцій, таких як форма тіл кочення, сепаратора, буртиків, ущільнення й доріжок кочення [72].

6.3. Колісні пари

Назва "колісна пара" означає, що на одну жорстку вісь на певній відстані одне від одного напресована пара коліс, які з однаковою частотою обертаються разом із цією віссю (рис. 6.7).

Для роботи на високошвидкісних поїздах колісні пари повинні мати здатність витримувати без виникнення дефектів мільйони циклів навантаження. За весь час експлуатації високошвидкісних поїздів у Франції, Німеччині та інших країнах накопичений значний досвід щодо конструювання, виготовлення і технічного обслуговування колісних пар [58].

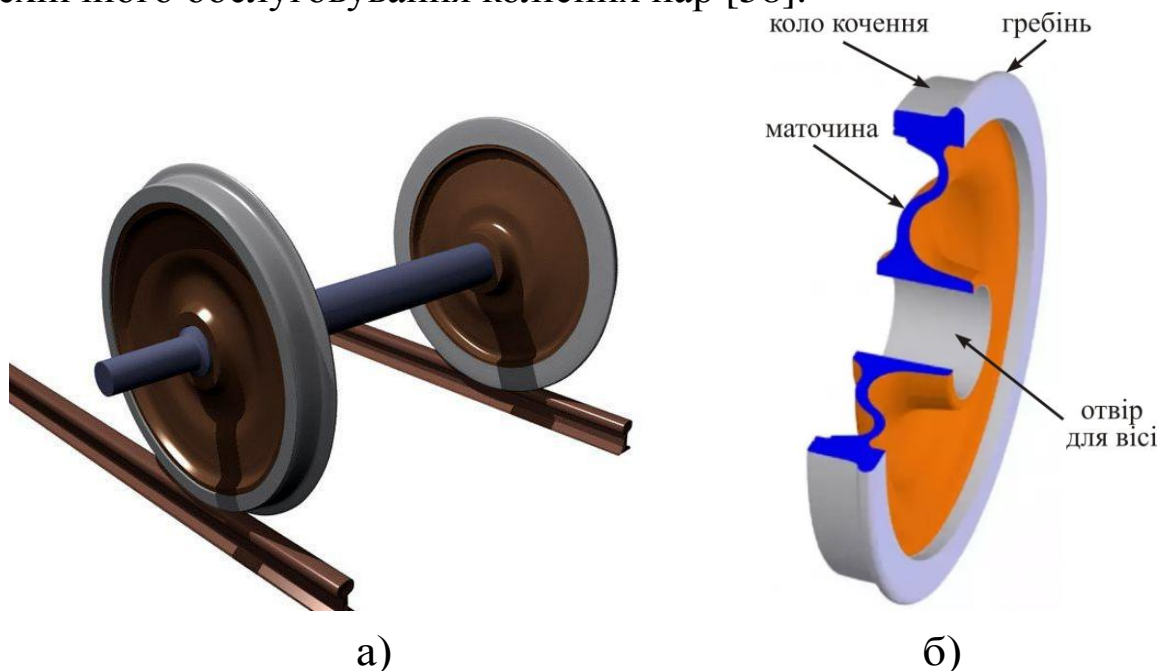


Рис. 6.7. Схема безбандажної колісної пари (а) і її колесо з основними елементами (б).

Удосконалення колісних пар, які складають критичний елемент конструкції екіпажних частин високошвидкісних поїздів із погляду безпеки руху, здійснюється за такими основними напрямками:

- розроблення нової конструктивної концепції та оптимізація форми коліс із метою підвищення їх опору механічним навантаженням. Так, використання колісних дисків з отворами разом із прикріпленими гальмовими дисками дозволило підвищити утомлену міцність коліс;

- підвищення безпеки руху за рахунок поліпшення конструкції колісних пар із метою забезпечення зручності їх огляду, контролю, виявлення та спостереження за розвитком дефектів;

- покращення екологічних характеристик за рахунок зменшення рівня шуму під час руху поїзда;

- збільшення загального життєвого циклу колісних пар із метою зменшення загальних витрат на експлуатацію, технічне обслуговування та ремонт.

На рис. 6.8 а показана колісна пара візка причіпного вагона високошвидкісного поїзда TGV із гальмовими дисками на осі й колісна пара швидкісного поїзда Hyundai Rotem (HRCS2) із гальмовими блоками й дисками на колесах.

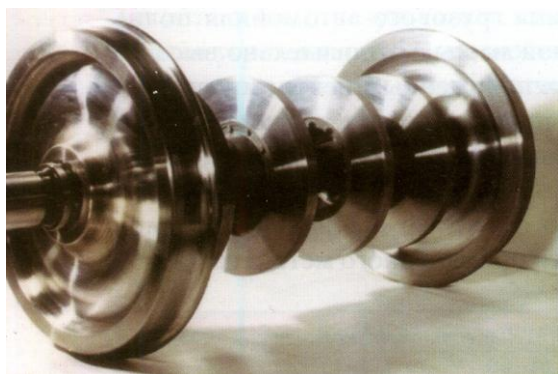
Для європейських країн, у яких експлуатуються та обслуговуються високошвидкісні поїзди, діють спеціальні норми, які визначають порядок проектування коліс і колісних пар у зборі, їх виготовлення та обслуговування. Урахування цих вимог конкретизується спеціальною встановленою процедурою щодо сертифікації даної продукції, при якій здійснюється її атестація. Вона враховує також техніко-експлуатаційну сумісність для забезпечення можливості заданого безпечного пробігу високошвидкісних поїздів по залізницях різних країн Європи [39].

Відповідно до встановлених вимог сили, що діють між колесом і рейкою, не повинні перевищувати визначених граничних значень. Ці сили можна поділити на такі складові:

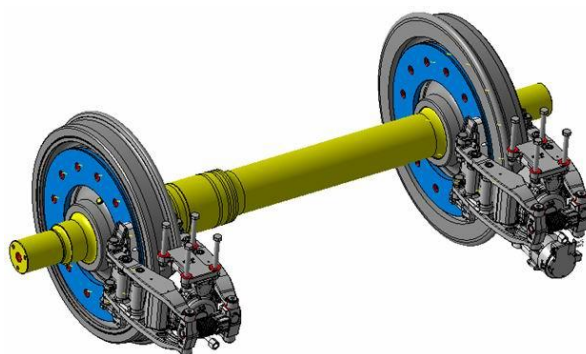
- статичну (коли сила навантаження на колесо визначається тільки під впливом власної маси одиниці рухомого складу);

- квазістатичну (яка діє тільки під час руху в кривих ділянках колії й виникає під впливом відцентрової сили);

- динамічну (яка виникає під впливом відхилень у розташуванні колії або в критичних місцях, таких як стрілочні переводи, переїзди, а також під час руху на звивистих ділянках).



а)



б)

Рис. 6.8. Колісна пара візка причіпного вагона високошвидкісного поїзда TGV із гальмовими дисками на осі (а) і колісна пара швидкісного поїзда Hyundai Rotem (HRCS2) із гальмовими блоками та дисками на колесах (б).

Під впливом зовнішнього впливу (наприклад, бічний вітер) також виникають додаткові сили, які діють між колесом і рейкою. На статичну й квазістатичну складову можна впливати шляхом зменшення загальної маси рухомої одиниці поїзда. Однак при цьому в протиріччя вступає вимога щодо передачі тягових і гальмових зусиль. Найбільшою мірою це стосується конструкції головного моторного вагона.

На квазістатичну складову можуть впливати геометричні розміри (осьова база візка), а також оптимізація параметрів жорсткості установа колісних пар (радіальне установа колісних пар, опір розвороту візка й ін.).

Динамічна складова обумовлена в основному прискоренням невіднесеної маси колісної пари, яка у свою чергу залежить від швидкості руху, а також від довжини хвилі та амплітуди хвилеподібного зносу колії.

Слід зазначити, що колісні пари моторних вагонів високошвидкісних поїздів несуть додаткове навантаження від обертового моменту тягового електродвигуна, який передається за допомогою різних муфт, порожніх валів та інших тягових пристроїв, які застосовуються на цьому рухомому складі (рис. 6.9).

Розрахунок міцності колісних пар високошвидкісного рухомого складу (бандажа, диска, осі) являє собою досить

складне й трудомістке інженерне завдання. Воно, як правило, здійснюється на основі різних модифікацій методу кінцевих елементів із використанням універсальних і спеціалізованих програмних комплексів, що передбачають розв'язання тривимірних задач теорії пружності. Досить повно особливості конструкції та розрахунок колісних пар на міцність викладені в роботі [38].

Колісні пари високошвидкісних поїздів, як правило, належать до стандартизованих деталей рухомого складу, і проведення таких розрахунків із використанням програмних комплексів (які в більшості випадків є закритими "ноу-хау" фірм-виробників) має сенс лише при внесенні змін у відповідні стандарти або при експертизі причин відмов цих вузлів через пошкодження колісних пар.

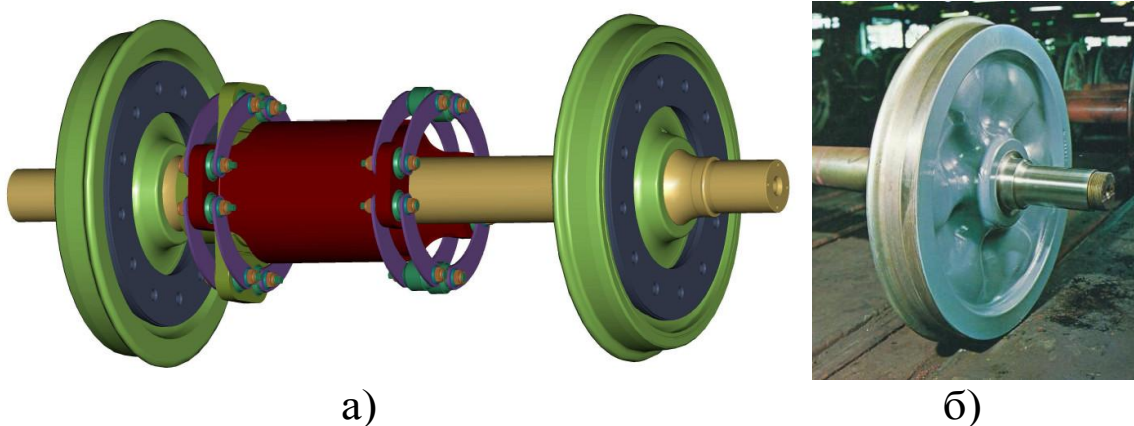


Рис. 6.9. Тягова муфта на осі колісної пари швидкісного поїзда EJ 675 (а) і гофрований диск колісної пари візка FS393 японського високошвидкісного поїзда серії 700 (б).

Характерний процес проектування, підготовки виробництва й виготовлення колісних пар для високошвидкісних поїздів має такі особливості [39]:

- повинна бути забезпечена однорідність металургійних і механічних характеристик, необхідних для одержання виробів найбільш симетричних до осей колісних пар як за матеріалом, так і за їхніми геометричними параметрами;

- характеристики легуючих присадок, що додаються в метал, який призначений для виготовлення колісних пар, повинні

забезпечувати повну відсутність дефектів на поверхні кочення їх коліс.

Ці критерії обов'язково встановлюються для всіх компаній-постачальників колісних пар високошвидкісних поїздів.

Як правило, колісна сталь отримується шляхом переплавлення попередньо відібраного металобрухту, що дозволяє контролювати вміст в ній залишків елементів, які не окислюються (хром, молібден та ін.). Надалі рідкий метал (перед тим як піддатися процесу очищення в ковші, який постійно підігрівається) розкислюється за рахунок додавання алюмінію. Переплавлення дозволяє одержати рідкий метал з окиснюванням більшості хімічних елементів, а очищення залишає потрібну частку залишкових хімічних елементів, що дозволяє отримувати відповідність цього металу необхідній марці сталі [58].

Таким чином, сталеливарний процес служить істотним етапом в одержанні аналітично однорідного продукту, що містить у собі якомога меншу кількість екзогенних частин, які можуть безпосередньо сприяти появі тріщин або бути важливим фактором їх утворення при високих навантаженнях у високошвидкісних поїздах.

Колісні безбандажні заготовки куються на пресі з зусиллям порядку 6000 т при температурі 1200-1300°C з отриманих методом безперервного лиття виливків масою близько 500-600 кг. Штампування виконується перед прокаткою диска та його закругленням на пресі з зусиллям близько 5000 т.

Після вигину заготовки, яке завершується при температурі 850°C, здійснюється повільне її охолодження, яке забезпечує однорідність металургійної структури перед загартуванням.

Потім колеса піддаються термічній обробці шляхом аустенізації протягом трьох годин при температурі 800°C і наступного загартування за допомогою розпилення води на поверхню кочення в зону контакту колеса й рейки. Термообробка дозволяє одержати міцнісні характеристики в межах від 800 до 950 Н/мм² згідно з вимогами для встановленої марки сталі.

Остаточна форма колеса утворюється шляхом комплексної механічної обробки на вертикальних токарних верстатах великої продуктивності із чистовою обробкою поверхні кочення за

допомогою керамічних різців. Після цього здійснюється балансування, яке дозволяє зрівноважити колесо перед його складанням.

Операції механічної обробки закінчуються неруйнівним контролем обода колеса у вертикальній та горизонтальній площинах, а також у мертвих зонах за допомогою методу ультразвукової дефектоскопії. Це дозволяє виявити всі дефекти, які з'являються під час виготовлення коліс.

Осі колісних пар виготовляють із нормалізованої вуглецевої сталі встановленої марки. Остаточна форма осей надається за допомогою механічної обробки на спеціальних верстатах.

Формування колісних пар здійснюється за допомогою холодного напресування коліс на вісь із натягом близько 0,3 мм.

Весь виробничий процес фірм-виготовлювачів розрахований на середній пробіг колісних пар (відповідно до умов експлуатації високошвидкісних поїздів) у межах $1,5 \div 2$ млн км.

6.4. Радіальне установаження колісних пар у кривих ділянках колії

Процес руху високошвидкісних поїздів у кривих ділянках колії (особливо малого радіуса) завжди викликає збільшення механічних напруг як в елементах його екіпажної частини, так і залізничній колії. Взаємодія між колесом і рейкою для традиційних екіпажних частин високошвидкісних поїздів не може бути оптимальною для руху в кривих усіх радіусів. Тому щоразу неминуче виникає компроміс між стійкістю руху на прямолінійних ділянках колії та можливістю колісних пар вписуватися в криві [45].

Під час високошвидкісного руху поїзда межа його стійкості завжди підвищується до значень високої швидкості. Це призводить до жорсткої взаємодії між колісними парами та рамою візка. У той же час, при русі в кривій ділянці колії жорсткий напрямок колісних пар (за їх кріпленням у візку) призводить до неминучого набігання коліс на рейки. А це у свою чергу призводить до підвищеного зносу обох елементів пари кочення.

При експлуатації рухомого складу на ділянках із великою кількістю кривих, у тому числі малого радіуса, перевага віддається порівняно м'якій напрямній взаємодії між колісними парами та рамою візка. Цим забезпечується автоматичне вписування колісних пар у криві з мінімальним радіусом. Однак під час руху на прямолінійній ділянці колії така конструкція має низьку граничну швидкість стійкого руху. Крім того, динаміка руху рухомого складу в кривій завжди обумовлює кочення ведучої колісної пари за меншим радіусом, а наступна за нею колісна пара - за великим радіусом. Усе це, незважаючи на вільне установлення колісних пар у візках, призводить до неминучого зносу коліс і рейок.

Ефективним засобом зменшення зносу коліс і рейок є установлення колісних пар у кривих за їх радіусом, або як їх ще називають "радіальне установлення колісних пар" (рис. 6.10).

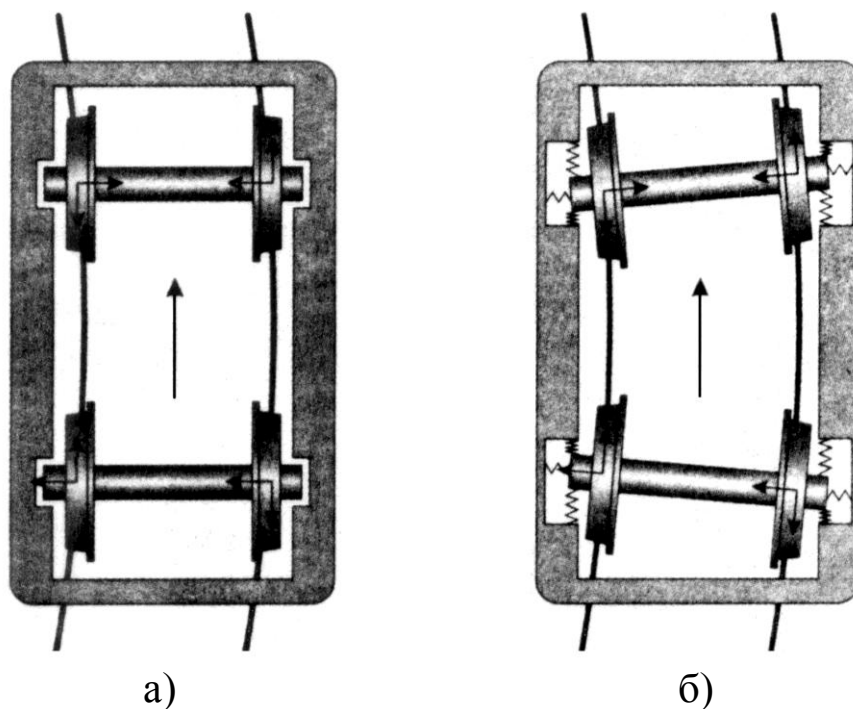


Рис. 6.10. Схеми візків із розташуванням колісних пар: а - "звичайне" установлення колісних пар; б - "радіальне установлення" колісних пар.

Радіальне установлення колісних пар передбачає два підходи до цього питання. Перший із них являє собою використання пасивної системи розвороту. Вона може бути здійснена за

допомогою різних конструктивних рішень на основі некерованого механічного з'єднання кузова з візками або колісними парами. До цих систем можна віднести хрестоподібний анкерний зв'язок, лемніскатні повідці й ін.

Як приклад можна навести лемніскатне з'єднання для розвороту візків у кривій ділянці колії швидкісного поїзда EJ675. З'єднання візка з кузовом вагона цього поїзда в поздовжньому напрямку виконано за допомогою спеціального лемніскатного з'єднання. Воно складається з балансірної системи з двома тягами, яка впливає на центральний шворінь кожного візка (рис. 6.11). Такий механізм дозволяє забезпечувати прийнятну з кінематичної точки зору передачу поздовжніх сил із візка на кузов вагона. Лемніскатний механізм одержав назву від креслярського приладу у вигляді трьох шарнірно з'єднаних важелів. При обертальному русі центрального важеля його крайні важелі описують криву, яка й називається лемніскатою Бернуллі [78].

В обох кінцях балансира (центрального важеля) через гумові сайлент-блоки, закріплені спеціальні тяги. Всі вушки цих тяг кріпляться в консолях на поперечній балці рами візка через цапфи та візкові сайлент-блоки. Схема роботи такого лемніскатного пристрою установаження кожного візка кузова вагона в кривій ділянці колії поїзда EJ675 наведена на рис. 6.12.

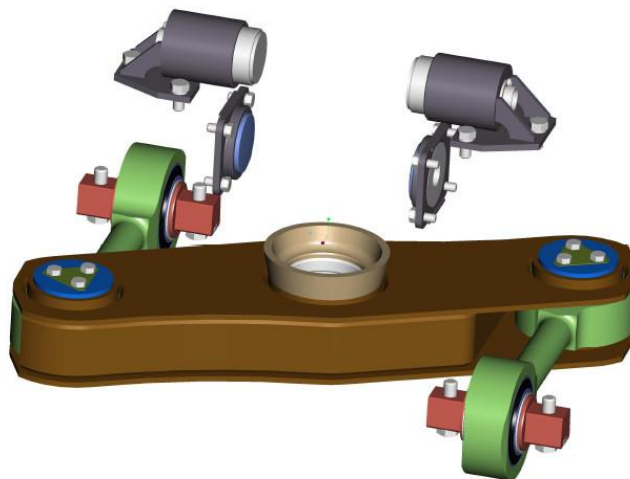


Рис. 6.11. Лемніскатне з'єднання зі шворнем візка поїзда EJ675.

Існують також схеми лемніскатних пристроїв, які зв'язані не з візками, а з буксами колісних пар (рис. 6.13). Таке з'єднання при

вписуванні кузова рухомого складу в криві ділянки колії дозволяє розвертати за центральним радіусом безпосередньо колісні пари кожного візка. У цьому випадку лемніскатний механізм за допомогою спеціальних важелів впливає на букси колісних пар, змушуючи їх повертатися на певний кут. Хоча дана схема є прогресивною, вона має істотний недолік, який полягає в тому, що кут розвороту колісних пар не завжди точно відповідає радіусу кривої ділянки колії, по якій рухається поїзд.

Другий підхід припускає активне регулювання та установлення колісних пар у візку під час руху в кривій ділянці колії. При досить високій швидкості такий підхід здатний принципово покращити динаміку руху колісної пари як у кривій, так і на прямолінійній ділянці колії. Для реалізації цього компанією Bombardier була запропонована система активного радіального установлення та стабілізації руху колісних пар у кривих (ARS) у концепції мехатронних візків Flexx Tronic, які після їх модернізації були встановлені на високошвидкісному поїзді Regina 250 [66].

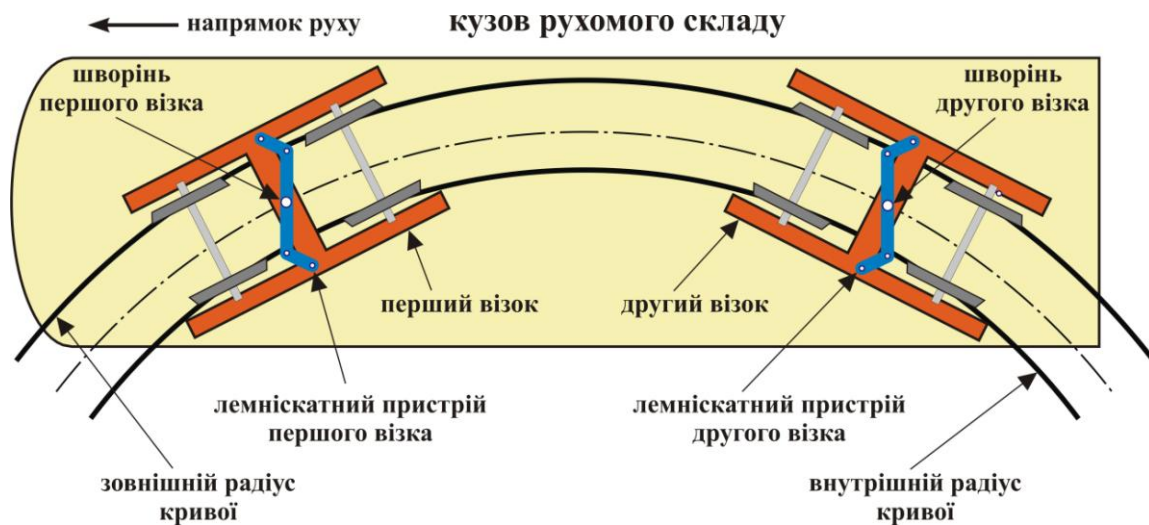


Рис. 6.12. Схема роботи лемніскатного механізму для розвороту кожного візка кузова вагона поїзда EJ675 у кривій ділянці колії.

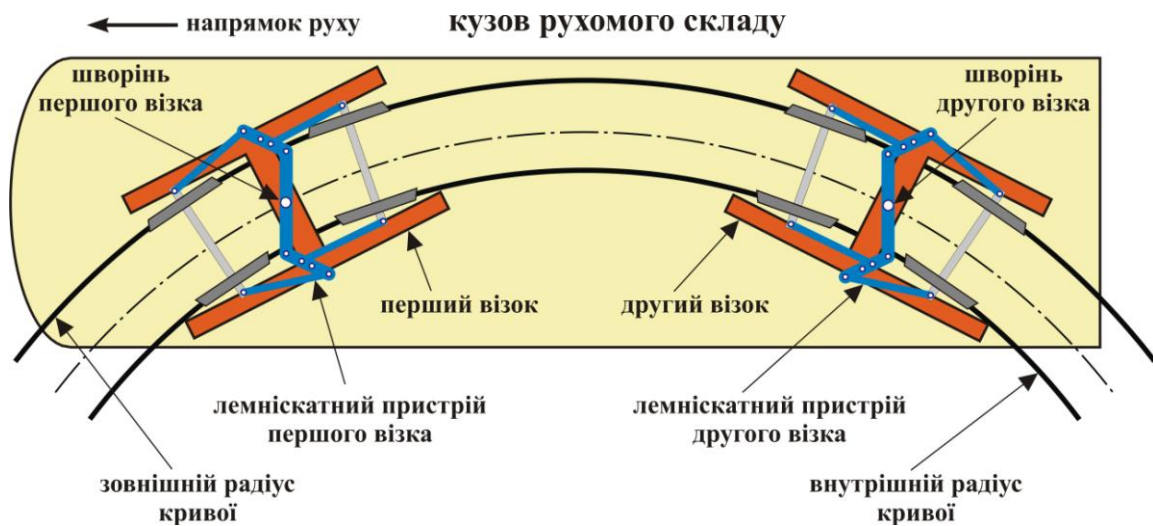


Рис. 6.13. Схема роботи лемнікатного механізму для розвороту кожної колісної пари всіх візків у кривій ділянці колії.

Основним принципом системи ARS є м'яке первинне підресорювання візка, яке дає можливість установа колісних пар у кривій без великих протилежно спрямованих сил. Це забезпечується за допомогою додаткового швидкодіючого активного напрямного пристрою (рис. 6.14). Реалізація такого процесу здійснюється таким чином. Під час руху в кривій ділянці колії протилежні букси колісних пар у візку з одного кінця жорстко фіксуються в поздовжньому напрямку (точки 2 і 3). У той же час на інші перехресні букси цих колісних пар (точки 1 і 4) впливають поздовжньо розташовані повідці електромеханічних виконавчих пристроїв (активаторів). Кожний повідець перетворює обертальний момент, який подається від активатора через знижувальний редуктор, у поздовжнє зусилля. Це зусилля передається на відповідну буксу та повертає відповідну колісну пару (уперед або назад) відносно поперечної осі візка. При цьому мікропроцесорний контролер керує й стежить за кожним активатором. Уся система регулювання працює в реальному масштабі часу й урахує будь-яку нерівномірність кочення регульованої колісної пари.

Слід зазначити, що таке активне радіальне установа та стабілізація руху колісних пар дозволяє відмовитися від гасників коливань виляння, а також від відповідних фрикційних елементів між візком і кузовом вагона.

Що стосується інших показників рухомого складу, обладнаного системою ARS, то можна визначити як важливу перевагу значне зменшення рівня шуму й вібрації. Крім того, відсутність фрикційних елементів дозволяє відмовитися від різних кріпильних конструкцій на візку й кузові, що зменшує їх загальну масу.

Експлуатаційні випробування системи ARS здійснювались у рамках шведського проекту Grona Taget ("Зелений поїзд") [66]. Для цього у 2006 р. екіпажна частина серійного високошвидкісного поїзда Regina 250 компанії Bombardier Transportation, який розрахований на швидкість руху 200 км/год, була модернізована шляхом установлення на її візках системи ARS (рис. 6.15).

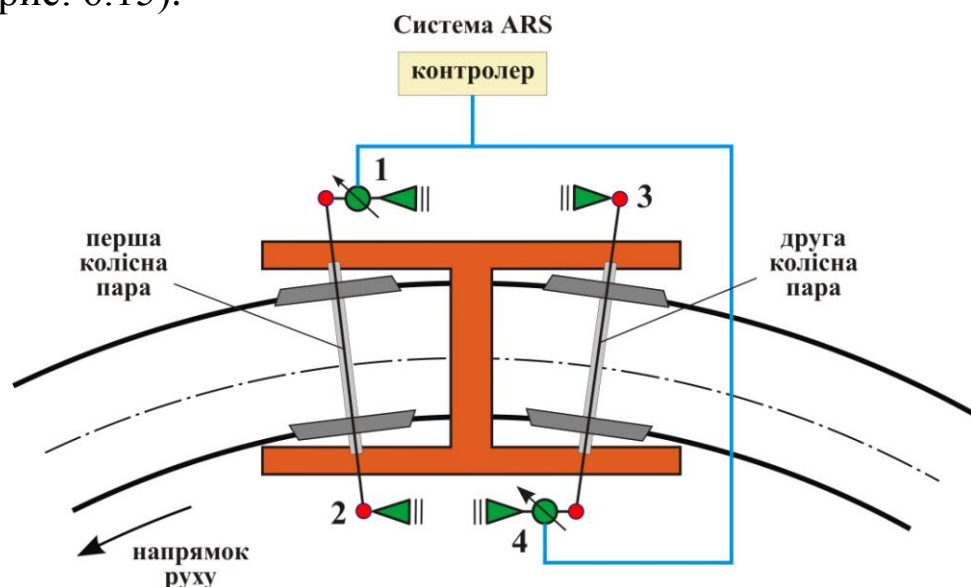


Рис. 6.14. Схема активного радіального устроювання та стабілізації руху колісних пар у кривих за допомогою системи ARS

У ході перших експлуатаційних випробувань мехатронного ходового механізму з системою активної стабілізації дослідний поїзд Regina 250 установив у липні 2007 р. новий шведський рекорд швидкості на рейках (282 км/год) і успішно завершив програму допуску до експлуатації відповідно до встановлених норм. У вересні 2008 р. цей рекорд був оновлений, а високошвидкісний поїзд Regina 250 розвинув швидкість 303 км/год.



Рис. 6.15. Високошвидкісний поїзд Regina 250, на якому здійснювались випробування системи ARS.

Слід зазначити, що на сьогодні існує багато пропозицій і патентів для рухомого складу щодо способів радіального установа колісних пар у кривих ділянках колії. Однак досі жодне з них серійно в експлуатації не реалізовано.

6.5. Покращення передачі тягового зусилля на швидкісних локомотивах

Для передачі від візка до кузова локомотива поздовжніх (тягових і гальмових) і поперечних сил служать спеціальні тягові пристрої [46]. До них належать спеціальні шворні, які встановлюють на рамі локомотива. За їх допомогою тягові сили локомотива, які створюються його колісними парами, передаються з візка на раму й далі на зчіпне обладнання (рис. 6.16).

Однак така схема при її реалізації для високошвидкісного руху має ряд істотних недоліків. Вони полягають у тому, що при створенні сили тяги або гальмуванні в системі підвішування виникають додаткові моменти сил, які діють у поздовжній вертикальній площині. Це в результаті викликає істотну зміну статичних навантажень на колісні пари.

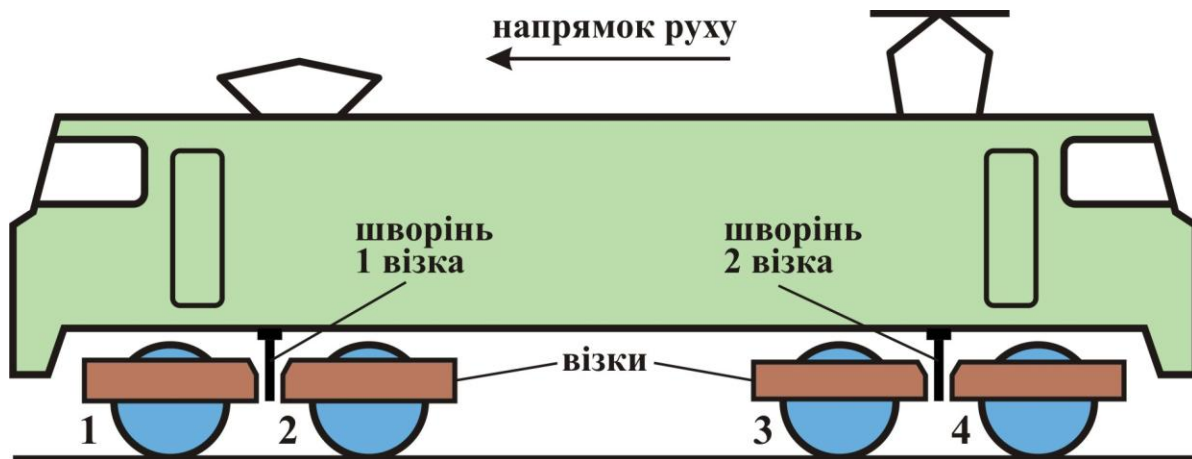


Рис. 6.16. Схема вузлів, за допомогою яких передаються тягові зусилля локомотива.

Розглянемо більш детально це явище. При передачі у вищенаведеній схемі поздовжніх тягових сил від колісних пар F_k на візок і раму локомотива через шворінь виникає момент M , який є пропорційним висоті шворня $h_{ш}$ над головою рейки і визначається як

$$M = n_i F_k h_{ш}, \quad (6.1)$$

де n_i - кількість колісних пар у візку.

Внаслідок цього передні осі візка (перша й третя колісні пари) під час руху під тягою будуть розвантажуватися, а задні (друга й четверта) довантажуватися. Очевидно, що таке зниження перерозподілу навантажень виникає при найменшій висоті розташування шворня.

Розглянемо більш детально причину цього явища. Як відомо, за досвідом локомотивобудування, критерієм оцінювання тягових властивостей встановлено поняття "використання зчіпної ваги" [46]. Воно визначається за величиною статичного коефіцієнта використання зчіпної ваги $\eta_{з.в}$. Найбільша за зчепленням сила тяги локомотива $F_{кл}$ знаходиться в безпосередній залежності від його зчіпної ваги $G = m_l g$ (де m_l - маса локомотива, g - прискорення вільного падіння) і коефіцієнта зчеплення Ψ . Однак розрахунки й практика експлуатації

показують, що для створення сили тяги використовується не вся зчіпна вага локомотива.

Сила тяги локомотива визначається за формулою [46]

$$F_{кл} = G \Psi \eta_{з.в} \quad (6.2)$$

При цьому враховують, що на всі колісні пари припадає однакове статичне навантаження 2Π , яке передається на рейки, а тому колісні пари локомотива реалізують однакову силу тяги $F_{к}$. Можливе зменшення навантаження колісної пари $\Delta\Pi$ враховується за допомогою коефіцієнта розвантаження K_p та визначається як

$$\Delta\Pi = K_p F_{к} \quad (6.3)$$

Тоді коефіцієнт використання зчіпної ваги буде дорівнювати

$$\eta_{з.в} = \frac{2\Pi - \Delta\Pi}{2\Pi} \quad (6.4)$$

або

$$\eta_{з.в} = \frac{1}{1 + K_p \Psi} \quad (6.5)$$

Для високошвидкісних локомотивів з індивідуальним електричним приводом колісних пар найменший коефіцієнт використання зчіпної ваги визначається найбільш розвантаженою колісною парою, тому що саме вона обмежує силу тяги локомотива.

Якщо розвантаження в локомотива, який має n_0 колісних пар і їх розподіл однаковий між $q = n_0 - 1$ передніми колісними парами, а все довантаження зосереджене на останній колісній парі, найменше значення $K_{p \min}$ визначиться як

$$K_{p \min} = \frac{n_0 H}{\sum_{i=1}^q (x_{no} - x_i)}, \quad (6.6)$$

де i - порядковий номер колісної пари;
 H - висота осі автозчепу від рівня голівок рейок;
 x_i - поздовжні координати колісної пари;
 x_{no} - значення координати останньої колісної пари.

Розрахунок за цією формулою визначає, що початок координат знаходиться за межами повної колісної бази локомотива, наприклад у вертикальній площині, яка проходить через головку автозчепу.

Слід зазначити, що реалізація такої схеми впливу колісних пар на рейки у високошвидкісних локомотивах не завжди можлива через істотне довантаження останньої колісної пари, коли значення її навантаження виходить за припустимі межі.

Розглянемо схему використання зчіпної ваги локомотива з горизонтальними поздовжніми зв'язками візків із кузовом. За таких умов передача тягових сил у горизонтальній площині здійснюється за допомогою шворневого тягового пристрою. Для спрощення приймаємо, що пружні опори кузова на кожний візок виконані в одній поперечній площині, яка проходить через шворінь. Урахування статичної невизначеності системи другого ступеня ресорного підвішування (у двох поперечних площинах на кожному візку, наприклад при чотирьох опорах кузова) вносить порівняно невелику похибку в результати розрахунку та не змінює якісну картину явища, яке досліджується. Для розрахунку прийнята схема, наведена на рис. 6.17.

За виразом (6.6), мінімальний коефіцієнт розвантаження колісних пар $K_{p \min}$ буде складати

$$K_{p \min} = 4H \sum_{i=1}^3 (x_4 - x_i) = \frac{2H}{2l_k + 2l_m}, \quad (6.7)$$

де $2l_k$ - база підвішування кузова локомотива;

$2l_m$ - база візка.

Для визначення зміни навантажень від колісних пар на рейки розглянемо зовнішні сили, які діють на візки та кузов локомотива в режимі тяги.

Сила тяги локомотива $F_{кл}$, яка прикладена до автозчепу на висоті H та дорівнює опорі руху складу W , створює перекидальний момент $4F_k(H-h_{ш})$. Він розвантажує передній і довантажує задній візок виходячи з умови

$$T_1 = T_2 = \frac{4F_k(H-h_{ш})}{2l_k}, \quad (6.8)$$

де $h_{ш}$ - висота від рівня головок рейок до рівня передачі сили тяги у шворневому пристрої.

Рівняння рівноваги для переднього візка будуть мати вигляд

$$\begin{cases} \Delta\Pi_1 - \Delta\Pi_2 - T_1 = 0; \\ 2F_k h_{ш} - \Delta\Pi_1 l_m - \Delta\Pi_2 l_m. \end{cases} \quad (6.9)$$

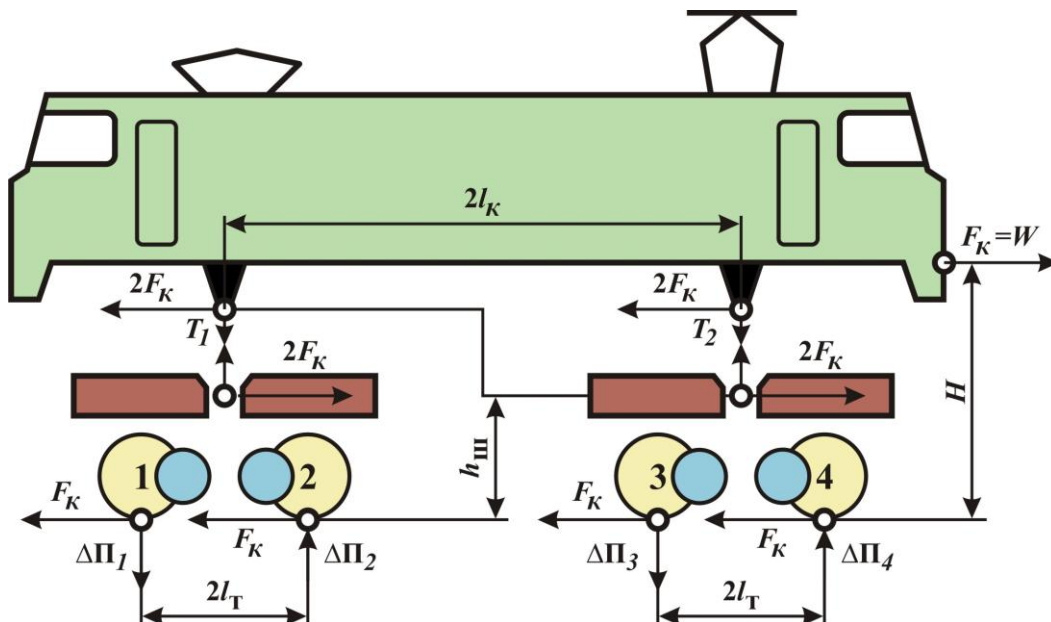


Рис. 6.17. Розрахункова схема чотиривісного екіпажу для визначення зміни навантажень по колісних парах (номери колісних пар 1-4 прийняті за рухом локомотива).

Рівняння рівноваги для заднього візка

$$\begin{cases} \Delta\Pi_3 - \Delta\Pi_4 - T_2 = 0; \\ 2F_\kappa h_{uu} - \Delta\Pi_3 l_m - \Delta\Pi_4 l_m. \end{cases} \quad (6.10)$$

Розв'язуючи ці рівняння, одержимо

$$\begin{cases} \Delta\Pi_1 = 2F_\kappa \left[\frac{h_{uu}}{2l_m} + \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]; \\ \Delta\Pi_2 = 2F_\kappa \left[-\frac{h_{uu}}{2l_m} + \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]; \\ \Delta\Pi_3 = 2F_\kappa \left[\frac{h_{uu}}{2l_m} - \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]; \\ \Delta\Pi_4 = 2F_\kappa \left[-\frac{h_{uu}}{2l_m} - \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]. \end{cases} \quad (6.11)$$

Звідси коефіцієнти розвантаження колісних пар на рейки для першої й третьої колісних пар $F_p^{1,3}$ та другої і четвертої колісних пар $F_p^{2,4}$ складуть

$$F_p^{1,3} = 2 \left[-\frac{h_{uu}}{2l_m} \pm \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right], \quad (6.12)$$

$$F_p^{2,4} = 2 \left[\frac{h_{uu}}{2l_m} \pm \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]. \quad (6.13)$$

Таким чином, обмежувальним фактором у цьому випадку є коефіцієнт розвантаження першої колісної пари, який буде складати

$$F_{p \max} = -2 \left[\frac{h_{uu}}{2l_m} + \frac{H - h_{uu}}{2l_\kappa} \right]. \quad (6.14)$$

З отриманих виразів випливає, що момент тягових сил, які діють на кузов, розвантажує на однакову величину колісні пари переднього візка й навантажує у свою чергу колісні пари заднього візка. Тобто момент тягових сил, прикладених до шворня, перерозподіляє навантаження по колісних парах у візках.

При передачі тягових сил шворнем через шворневу балку, яка розташована зверху на рамі візка, величина $h_{ш}$ значно впливає на зміну навантаження колісних пар. У свою чергу величина $H - h_{ш}$ дуже невелика, тому що $2l_k \gg 2l_m$ і $h_{ш} > H - h_{ш}$. Визначальним у цьому випадку є момент тягових сил, що прикладений до шворня.

Тому для високошвидкісних локомотивів таку проблему запропоновано вирішувати шляхом застосування похилих тяг, через які передається сила тяги від візків на кузов. Реалізація такого конструктивного рішення наведена на рис. 6.18.

На схемі (рис. 6.18) позначено: $2l_k$ - база кузова, $2l_m$ - база візка, β - кут нахилу тяги.

Розглянемо розрахункову схему передачі тягових сил від першого візка швидкісного електровоза ЕП20 за допомогою однієї похилої тяги, яка наведена на рис. 6.19.

Горизонтальна складова $2F_k$ від зусилля в похилій тязі $2F_m$ створює перекидальний момент на рамі візка $2F_k h_m$ та відповідно змінює навантаження по колісних парах:

$$\Delta\Pi'_{1,2} = \pm F_k \frac{h_m}{l_m}. \quad (6.15)$$

Цьому моменту протидіє відновлювальний момент, який дорівнює

$$2F_k \operatorname{tg}\beta b_m = F_p b_m. \quad (6.16)$$

Він викликає зміну навантажень по колісних парах

$$\Delta\Pi''_{1,2} = \pm F_{\kappa} \operatorname{tg}\beta \frac{b_m}{l_m}. \quad (6.17)$$

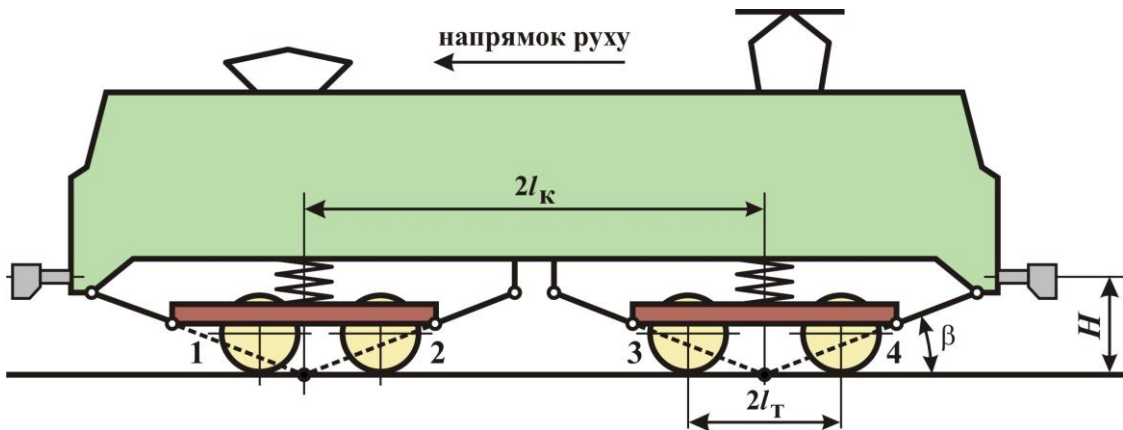


Рис. 6.18. Схема передачі тягового зусилля за допомогою спеціальних похилих тяг.

У цьому випадку коефіцієнти розвантаження колісних пар можна визначити як

$$\begin{cases} K_1 = \frac{1}{F_{\kappa}} (-\Delta\Pi'_1 + \Delta\Pi''_2) = \frac{1}{l_m} (h_m - b_m \operatorname{tg}\beta); \\ K_2 = \frac{1}{F_{\kappa}} (+\Delta\Pi'_1 - \Delta\Pi''_2) = \frac{1}{l_m} (h_m - b_m \operatorname{tg}\beta). \end{cases} \quad (6.18)$$

Якщо перенести силу $2F_m$ за напрямком її дії в центр візка з висотою h , то одержимо

$$K_1 = \frac{h}{l_m} \quad (6.19)$$

$$K_2 = \frac{h}{l_m}. \quad (6.20)$$

Це відповідає виразу (6.18), оскільки $h = h_m - b_m \operatorname{tg}\beta$.

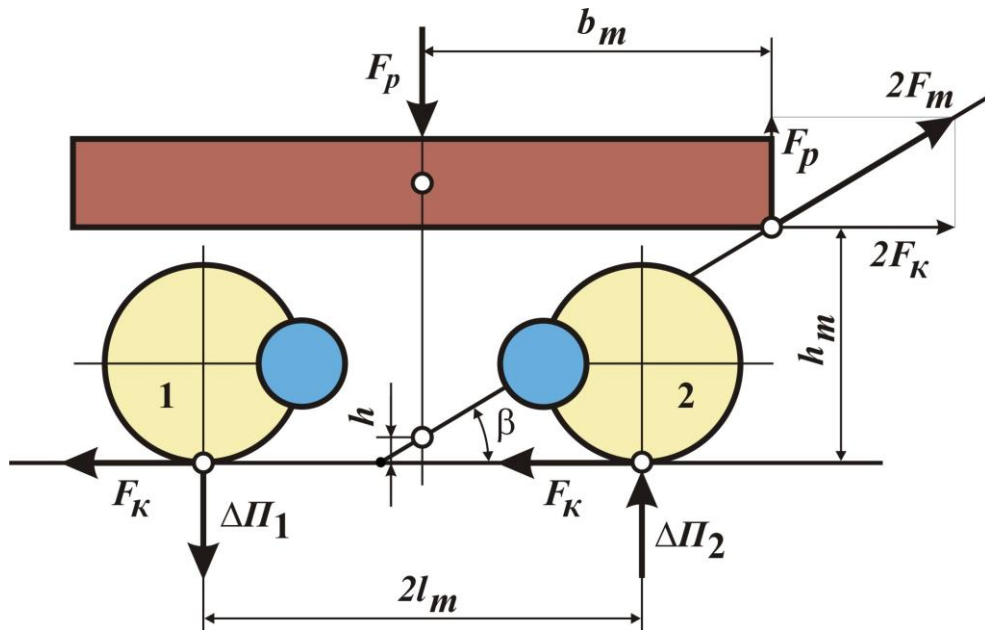


Рис. 6.19. Розрахункова схема для визначення зміни навантаження від колісних пар на рейки двовісного візка з похилим поздовжнім зв'язком (1, 2 - номери колісних пар за напрямком руху електровоза).

Ураховуючи, що $\Delta\Pi'_{1,2} = \Delta\Pi''_{1,2}$ або, що те саме, $K_1 = K_2$, одержимо

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{h_m}{b_m}, \quad h = 0. \quad (6.21)$$

Значення даної формули мають такий зміст. Похилий поздовжній зв'язок візка з кузовом електровоза ЕП20 автоматично в будь-якому тяговому режимі повністю компенсує тягові зміни навантаження колісної пари на рейки, якщо напрямок цього зв'язку (тяги) проходить через середину поздовжньої бази візка на рівні головок рейок.

Таким чином, за допомогою похилих тяг можна забезпечити однакові навантаження по колісних парах в одному візку й тим самим значно зменшити зміну навантажень по всіх колісних парах електровоза.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що у швидкісного електровоза ЕП20 із м'яким двоступінчастим

ресорним підвішуванням при застосуванні похилих тяг значення коефіцієнта використання зчпної ваги складає $\eta_{з.в} \geq 0,92$.

На рис. 6.20 зображено середній візок електровоза ЕП20 для передачі тягового зусилля за допомогою спеціальної похилої тяги.



Рис. 6.20. Загальний вигляд середнього візка електровоза ЕП20 із похилою тягою.

Контрольні питання

1. Для чого призначені візки на високошвидкісних поїздах?
2. Які характерні риси притаманні рамам сучасних візків високошвидкісних поїздів?
3. За допомогою чого оцінюється загальний напружений стан рам візків високошвидкісних поїздів?
4. Що таке буксовий вузол і для чого він призначений?
5. З яких основних деталей складається букса?
6. Які негативні фактори впливають на буксу під час її роботи на високошвидкісному поїзді?
7. Які особливості буксового підшипника, що використовується на високошвидкісному поїзді?

8. Які характерні позитивні риси буксового підшипника "Тімкен", який використовувався на високошвидкісних поїздах TGV?

9. Який механізм дії лабіринтового ущільнення типу HDL із потрійним запиранням буксового підшипника?

10. Які особливості сучасних буксових підшипників SNR, що застосовуються на високошвидкісних поїздах TGV?

11. У чому полягають особливості буксового касетного підшипника NSK для високошвидкісних поїздів TGV?

12. Які особливості колісних пар для високошвидкісних поїздів?

13. Які складові сил можуть діяти на колісну пару високошвидкісного поїзда?

14. Що включає в себе процес проектування, підготовки виробництва та виготовлення колісних пар для високошвидкісних поїздів?

15. Що дає радіальне установлення колісних пар у кривих ділянках колії?

16. Які два основних підходи передбачає радіальне установлення колісних пар?

17. Що таке пасивна система розвороту колісних пар у кривій ділянці колії та як вона може бути реалізована?

18. Які особливості лемнікатного з'єднання для розвороту візків у кривій ділянці колії швидкісного поїзда EJ675?

19. Що таке лемніката Бернуллі та її особливості?

20. Що являє собою лемнікатне з'єднання зі шворнем візка швидкісного поїзда EJ675?

21. Яка особливість лемнікатного з'єднання кузова з візком та лемнікатного з'єднання з буксами колісних пар?

22. Який принцип покладений в активне регулювання та установлення колісних пар у візку під час руху в кривій ділянці колії?

23. Які особливості системи ARS з активного регулювання та установлення колісних пар у візку під час руху в кривій ділянці колії?

24. Що покладено в основний принцип системи ARS щодо установалення колісних пар у візку під час руху в кривій ділянці колії?

25. За допомогою яких пристроїв системи ARS здійснюється переміщення колісних пар у візку під час руху в кривій ділянці колії?

26. Від яких елементів ресорного підвішування дозволяє відмовитися система ARS?

27. За рахунок яких заходів можна здійснити покращення передачі тягового зусилля на швидкісних локомотивах?

28. За допомогою яких існуючих пристроїв передаються тягові зусилля локомотива?

29. Що вкладається в поняття "використання зчіпної ваги" та за яким параметром його можна оцінити?

30. Що дає використання на швидкісному локомотиві передачі тягового зусилля за допомогою спеціальних похилих тяг?

7. ТЯГОВІ ПРИВОДИ ТА ЇХ ОСОБЛИВІСТЬ

7.1. Класифікація тягових приводів

Тяговий привод високошвидкісного рухомого складу являє собою комплекс спеціальних пристроїв, який служить для перетворення електричної та механічної енергії в роботу з подолання опору руху поїзда [34]. Безпосереднє перетворення механічної енергії в роботу виконує спеціальний виконавчий орган – тяговий привод. На рис. 7.1 представлена структурна схема тягового електроприводу високошвидкісних поїздів.

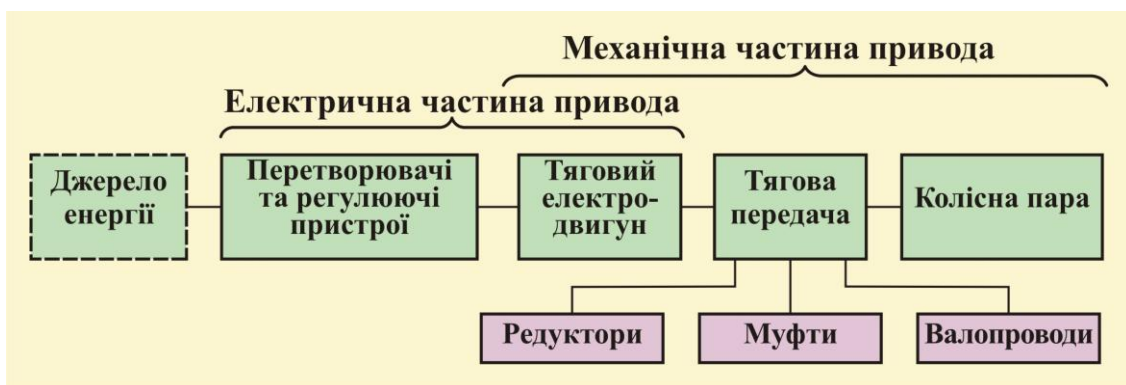


Рис. 7.1. Структурна схема тягового електропривода.

Основним елементом механічної частини привода є тягова передача, яка зв'язує колісну пару з тяговим електродвигуном (ТЕД). Під час розроблення кінематичної схеми передаточного механізму враховують наявність вертикальних відносних переміщень між тяговим двигуном і колісною парою, які виникають при проходженні колесами нерівностей колії, при хитанні надресорних конструкцій та ін.

Вимоги, які висувуються до тягових приводів, визначаються експлуатаційними умовами його роботи на високошвидкісному рухомому складі:

- пружно зв'язувати якор тягового двигуна з колісною парою;
- мати мінімальну вагу необресорених частин і забезпечувати мінімальний вплив на колію;
- забезпечувати використання найбільш вигідної швидкості обертання тягового електродвигуна та збільшення його коефіцієнта корисної дії (ККД);

- бути легкодоступними для огляду й ремонту;
- забезпечувати захист від снігу, вологи та інших забруднень.

Для підвищення використання ККД між тяговими двигунами та колісними парами встановлюють спеціальну зубчасту передачу, яка дозволяє вибрати необхідну частоту обертання якоря незалежно від частоти обертання колісних пар.

Кінематична схема й конструкція передаточних механізмів тягового привода, які служать для передачі обертального моменту від тягового двигуна до рухомих колісних пар, залежать від способу підвищування тягових двигунів і поділяються на такі класи [73]:

- опорно-осьовий (привод I класу);
- привод з опорно-рамним двигуном і опорно-осьовим редуктором (привод II класу);
- привод з опорно-рамним двигуном і опорно-рамним редуктором (привод III класу).

На рис. 7.2 наведені різні кінематичні схеми, які застосовуються при компонованні тягових приводів з опорно-рамним підвищуванням двигуна та опорно-осьовим підвищуванням редуктора (1 група) і опорно-рамним підвищуванням як двигуна, так і редуктора (2 група).

Привод I класу. Цей привод є найбільш простим за своїм конструктивним виконанням. Він забезпечує високу надійність і ремонтпридатність в умовах експлуатації. У той же час він має істотні недоліки, які значно обмежують його застосування на високошвидкісних поїздах.

Недоліки:

- значна невіднесена маса двигуна;
- важкі умови роботи зубчастого зачеплення;
- жорсткий зв'язок корпусу двигуна з віссю колісної пари, що є основною причиною погіршення умов комутації та додаткових динамічних навантажень на якірні підшипники ТЕД. Крім того, вищезазнані недоліки негативно позначаються на динамічних показниках локомотива. Тому максимальна швидкість руху з приводом I класу в експлуатації обмежується величиною 100÷120 км/год.

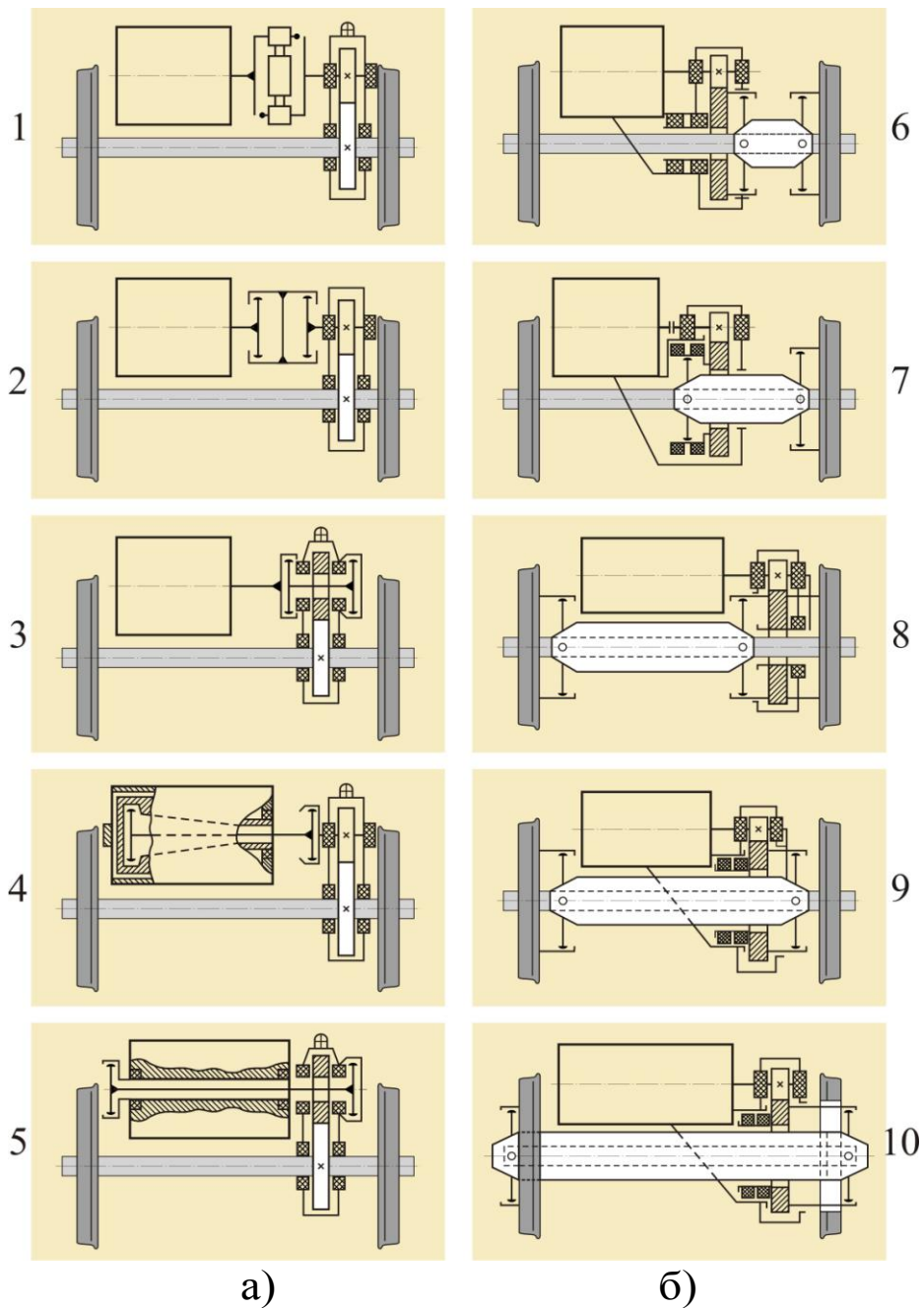


Рис. 7.2. Кінематичні схеми тягових передач при різних компонуваннях тягових приводів: а - з опорно-рамним підвішуванням двигуна та опорно-осьовим підвішуванням редуктора (перша група); б - з опорно-рамним підвішуванням як двигуна, так і редуктора (друга група); 1 - схема першої групи з шарнірною муфтою поперечної компенсації; 2, 3 - схеми другої групи з шарнірною муфтою та коротким проміжним валом; 4, 5 - схеми другої групи з шарнірною муфтою та довгим проміжним валом; 6 - схема другої групи з шарнірною муфтою в порожній осі вала тягового двигуна та з порожнім валом на осі колісної пари; 7,

8 - схеми другої групи з шарнірною муфтою та із подовженим порожнім валом на осі колісної пари; 9, 10 - схеми другої групи з шарнірною муфтою та довгим порожнім валом на осі колісної пари.

На рис. 7.3 наведена принципова схема тягового приводу I класу.

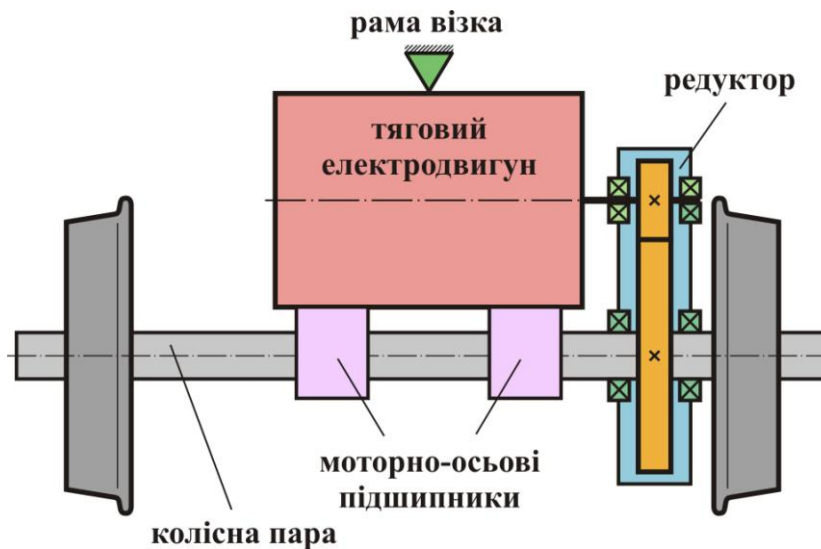


Рис. 7.3. Принципова схема тягового приводу I класу.

Привод II класу. При опорно-рамному підвішуванні тяговий двигун розташовується цілком на рамі. Перевага такого підвішування перед опорно-осьовим полягає в тому, що двигун є повністю обресореним. При високих швидкостях руху це необхідно для зниження динамічного впливу на колію.

Особливістю тягового приводу II класу є наявність спеціальної пружної муфти, яка з'єднує вал якоря з шестірнею редуктора та забезпечує їхні взаємні переміщення. Принципова схема тягового приводу II класу наведена на рис. 7.4.

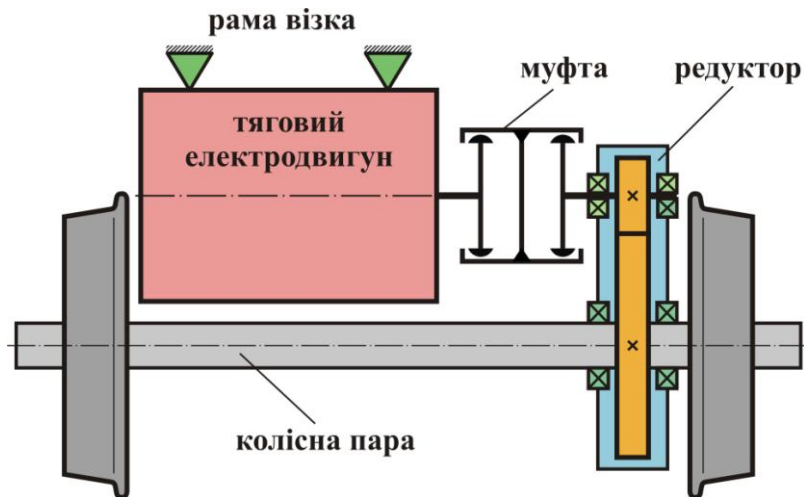


Рис. 7.4. Принципова схема тягового привода II класу.

До тягового електродвигуна привода II класу висуваються більш жорсткі габаритні обмеження, ніж у приводі I класу, через такі причини:

- збільшення кліренсу тягового електродвигуна, тому що він є елементом підресореної частини;
- наявність зазорів між колесом і торцем тягового електродвигуна, які забезпечують можливість поперечних переміщень колісної пари відносно рами візка;
- установлення між тяговим електродвигуном і редуктором додаткового елемента (спеціальної тягової муфти, торсіонного або карданного вала).

Особливо слід підкреслити, що на корпус редуктора тягового привода II класу діє момент від опорних реакцій у підшипниках вала шестірні, який має статичну та динамічну складові. Він урівноважується моментом сили реакції підвіски редуктора. Тому підвіска редуктора повинна мати необхідну несучу спроможність, а також забезпечувати в допустимих межах переміщення колісно-редукторного блоку відносно рами візка, яке необхідно для роботи пружних зв'язків буксового вузла. Отже, у цьому випадку необхідний шарнірний зв'язок редуктора з рамою візка за всіма координатами.

Особливістю тягового привода II класу є також необхідність жорсткого кріплення тягового електродвигуна до рами візка. При цьому елементи кріплення призначені не тільки для фіксації

електродвигуна на рамі візка, але й передачі різних сил від корпусу двигуна на її поперечні або поздовжні балки.

Привод III класу. Основні конструктивні особливості тягового привода III класу (принципова схема якого наведена на рис. 7.5) є такими:

- установлення як тягового електродвигуна, так і редуктора на рамі візка;

- з'єднання вала великого зубчастого колеса з колісною парою здійснюється через спеціальну тягову муфту, яка, на відміну від муфт привода II класу, розраховується на збільшені моменти, що нею передаються;

- необхідність у застосуванні спеціального порожнього вала веденого зубчастого колеса, у якому проходить вісь колісної пари (це дозволяє отримувати необхідний зазор, за допомогою якого здійснюються його вертикальні переміщення).

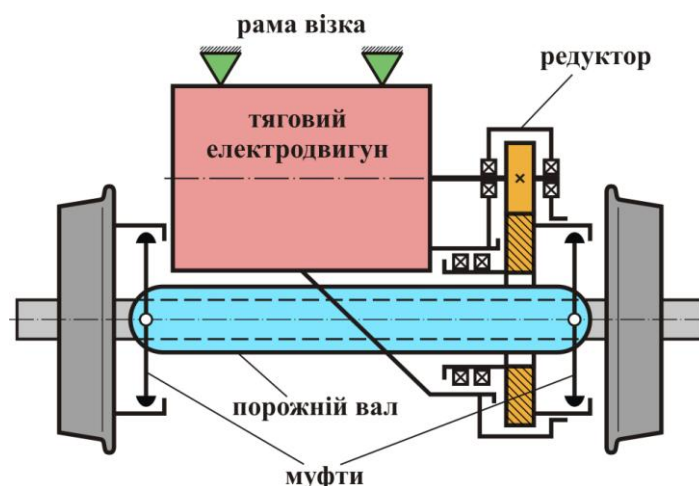


Рис. 7.5. Принципова схема тягового привода III класу.

Таким чином, усі основні елементи привода III класу виявляються підресореними. Це зменшує вплив на них динамічних навантажень, знижує непідресорені маси моторного вагона та покращує взаємодію колісних пар із колією.

Разом із тим підресорення тягового редуктора створює додаткові габаритні обмеження. Вони полягають у тому, що внаслідок збільшення кліренсу (висоти положення нижньої точки редуктора над головою рейки) до 180 мм необхідно зменшувати граничний діаметр великого зубчастого колеса порівняно з його

діаметром у приводах I та II класів. Крім того, наявність зазору між порожнім валом великого зубчастого колеса та віссю колісної пари обумовлює збільшення централі. Усе це призводить до зменшення максимального передаточного відношення редуктора, яке реалізується тільки в одному ступені. Ця обставина знайшла своє відображення в тяговому приводі швидкісного поїзда EJ 675, який схематично зображений на рис. 7.6.

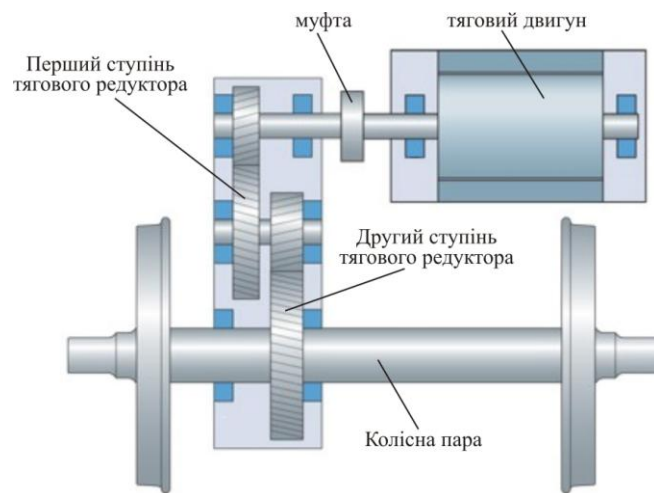


Рис. 7.6. Схема тягового приводу швидкісного поїзда EJ 675.

Розташування тягових приводів у моторному візку швидкісного поїзда EJ 675 наведено на рис. 7.7.

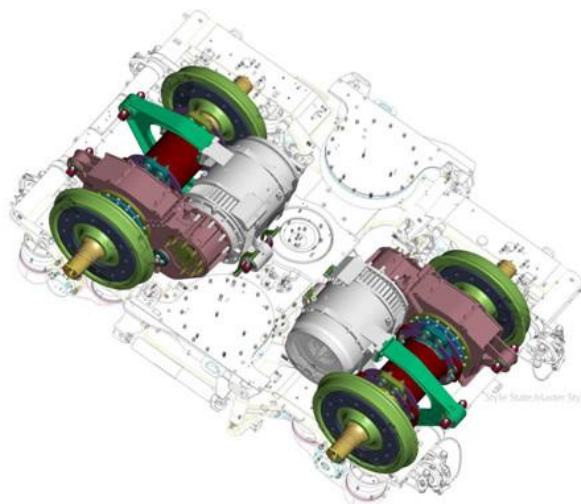


Рис. 7.7. Розташування тягових приводів у моторному візку швидкісного поїзда EJ 675.

7.2. Схемні та конструктивні особливості тягових муфт

Тягова муфта призначена для передачі тягового моменту в умовах взаємних переміщень двох валів (вала тягового електродвигуна та вала редуктора) [73]. Вона повинна мати низьку торсіонну жорсткість для зниження динамічних моментів, які передаються на вал якоря.

Виходячи з того, що редуктор віддалений від двигуна, то для забезпечення паралельності осей малої шестірні й великого зубчастого колеса, а також постійної відстані між ними необхідний несучий корпус редуктора з підшипниковими вузлами. Редуктор повинен спиратися не тільки на вісь колісної пари, але й ще на одну опору, яка знаходиться від першої на деякій відстані та називається базою опори редуктора. Ця опора (у місці її кріплення) повинна бути шарнірною та припускати відносні переміщення редуктора й рами візка. Вузол рухомої опори називають підвіскою або реактивною тягою редуктора.

Не зупиняючись на всій розмаїтості конструкцій муфт, їх можна поділити на дві основні групи: поздовжньої та поперечної компенсації.

Конструктивно в муфтах поздовжньої компенсації (рис. 7.8) шарнірне з'єднання (точка 1) ведучого і проміжного валів розташовано в одній площині (площина *a*), а шарнірне з'єднання (точка 2) проміжного вала і веденого - в іншій (площина *b*). У цих муфтах при паралельній розбіжності ведучого й веденого валів проміжний вал повертається в поздовжній площині (площина *c*), яка проходить через осі двох валів. До цієї групи належать шарнірні механізми різних типів із проміжним валом, у яких, зокрема, використовуються модифікації шарнірів Гука (передача Жакмен), кулачкові елементи, гнучкі діафрагми та пластини, зубчасті муфти. Муфти поздовжньої компенсації використовуються тільки в тягових приводах II й III класів.

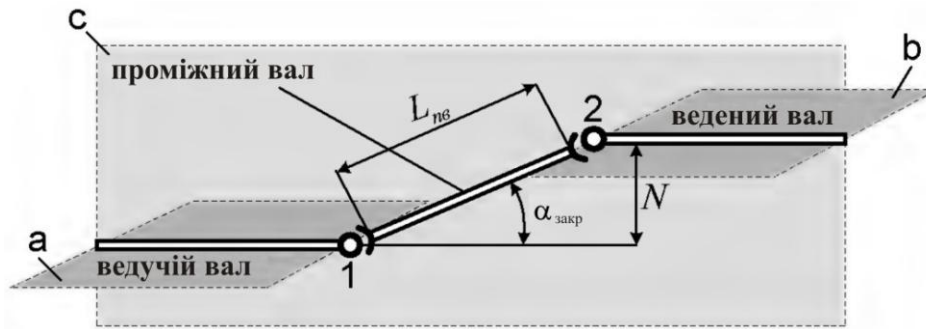


Рис. 7.8. Тягова муфта поздовжньої компенсації на основі шарнірів Гука: N – величина розбіжності центрів муфти; $\alpha_{закр}$ – кут закручування муфти; $L_{пв}$ – довжина проміжного вала.

У муфтах поперечної компенсації (рис. 7.9) елементи шарнірного з'єднання ведучого вала з проміжним і проміжного вала з веденим розташовані в одній площині. У таких муфтах паралельний зсув двох валів здійснюється в результаті повороту повідців, які пов'язують вали із проміжним валом (плаваючою шайбою) у поперечній площині (площина d), яка перпендикулярна до осі обертання.

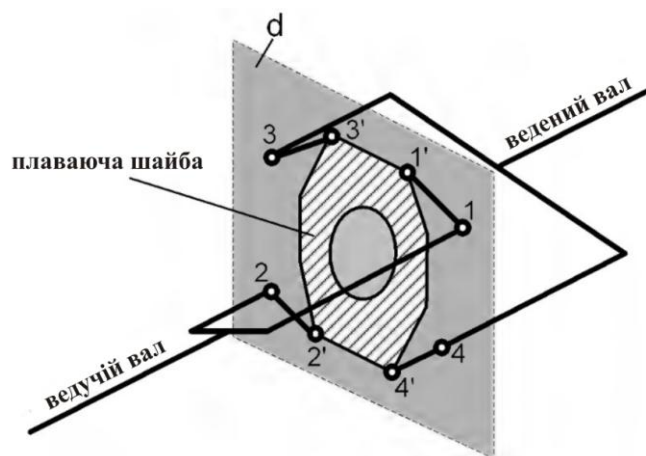


Рис. 7.9. Тягова муфта поперечної компенсації: 1-1' і 2-2' - ведучі повідці; 3-3' і 4-4' - ведені повідці.

До цієї групи належать важільно-шарнірні (повідкові) муфти різних типів, які використовуються в приводах III класу.

У всіх випадках тягова муфта повинна передбачати можливість передачі обертового моменту при відносних переміщеннях валів, що з'єднуються між собою і, як наслідок,

впливають на роботу шарнірних вузлів. Головним принципом у такій муфті є можливість розбіжності осей валів, яка у свою чергу виникає через паралельний зсув осей ведучого й веденого валів. Ця розбіжність може викликатися вертикальними коливаннями екіпажу, а також вузловим зсувом у поперечній осі площини, яка виникає через бічний нахил надресорної будови рухомого складу.

Слабким місцем у цій муфті є проміжний вал, умови роботи якого залежать від величини кута закручування її шарнірів. Відповідно до рис. 7.8 цей кут можна визначити як

$$\alpha_{закр} = \frac{N}{L_{пв}}. \quad (7.1)$$

З даної формули випливає, що для зменшення кута закручування Ψ необхідно знижувати розбіжність осей муфти N і збільшувати довжину проміжного вала $L_{пв}$. Збільшення довжини проміжного вала є найбільш прийнятним способом, однак при цьому можуть виникати обмеження за габаритом рухомого складу.

Тяговий редуктор, що входить до складу тягової передачі, як правило, складає єдиний блок із тяговим електродвигуном, а в ряді конструкцій із візком, приймаючи у тому числі на себе роль її несучого елемента.

У приводах II класу корпус редуктора є важко навантаженою конструкцією. Він поєднує в собі зубчасті колеса, забезпечує паралельність їх осей, а також постійність централі в умовах дії опорних реакцій у підшипникових вузлах і зовнішніх силах, які передаються через муфту й підвіску редуктора. Крім того, корпус редуктора служить резервуаром для мастила та запобігає потраплянню в передачу вологи й пилу.

Відмінною рисою більшості редукторів тягового привода III класу є наявність підшипникового вузла порожнього вала веденого зубчастого колеса з великим внутрішнім діаметром, який дозволяє пропустити через нього (з відповідним зазором) вісь колісної пари та порожній вал для її привода.

На рис. 7.10 показано тягові редуктори швидкісних поїздів EJ 675 та Hyundai Rotem (HRCS2).

На високошвидкісних поїздах застосовують сталеві литі або зварні несучі корпуси тягових редукторів. Для підвищення міцності їх обладнують ребрами жорсткості, які розташовуються зовні.

У перший період розроблень тягових приводів III класу була створена велика кількість різноманітних конструкцій муфт поперечної компенсації на основі пружинних і шарнірно-важільних механізмів. З накопиченням досвіду їх експлуатації були позначені чіткі тенденції до переважного використання конструктивно простих шарнірно-повідкових муфт.

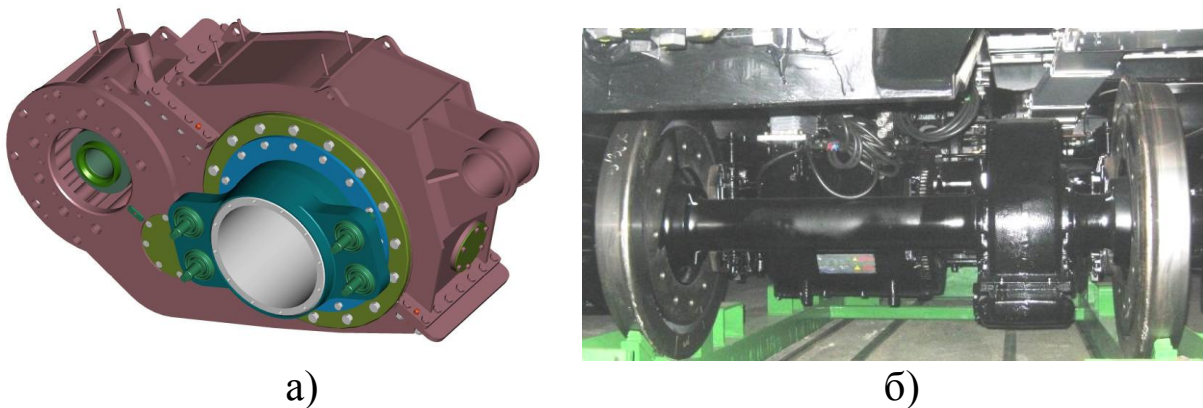


Рис. 7.10. Двоступінчастий тяговий редуктор швидкісного поїзда EJ 675 (а) і колісна пара з тяговим редуктором швидкісного поїзда Hyundai Rotem (HRCS2) (б).

Основною ознакою муфт привода II класу від III полягає в тому, що муфти привода II класу знаходяться в кінематичному ланцюзі вала якоря тягового електродвигуна й для них властиві високі частоти обертання. Тому такі муфти повинні бути добре врівноважені.

У приводі III класу муфта знаходиться в ланцюзі колісної пари і їй властива низька частота обертання. Тому вона повинна бути розрахована на великі обертальні (тягові) моменти.

Для навантажених тягових приводів III класу найбільше поширення одержала шарнірно-повідкова муфта французької фірми Alstom.

Конструктивно вона являє собою шарнірно-повідковий механізм (рис. 7.11), який складається з двох ведучих 1, 3, двох ведених 2, 4 повідців і так званої плаваючої шайби 5, що зібрана за схемою антипаралелограма.

У цій муфті ведучі повідці зовнішніми шарнірами приєднані до пальців великого зубчастого колеса, а ведені до пальців центра колісної пари. Для шарнірів використовуються спеціальні циліндричні сайлент-блоки 6.

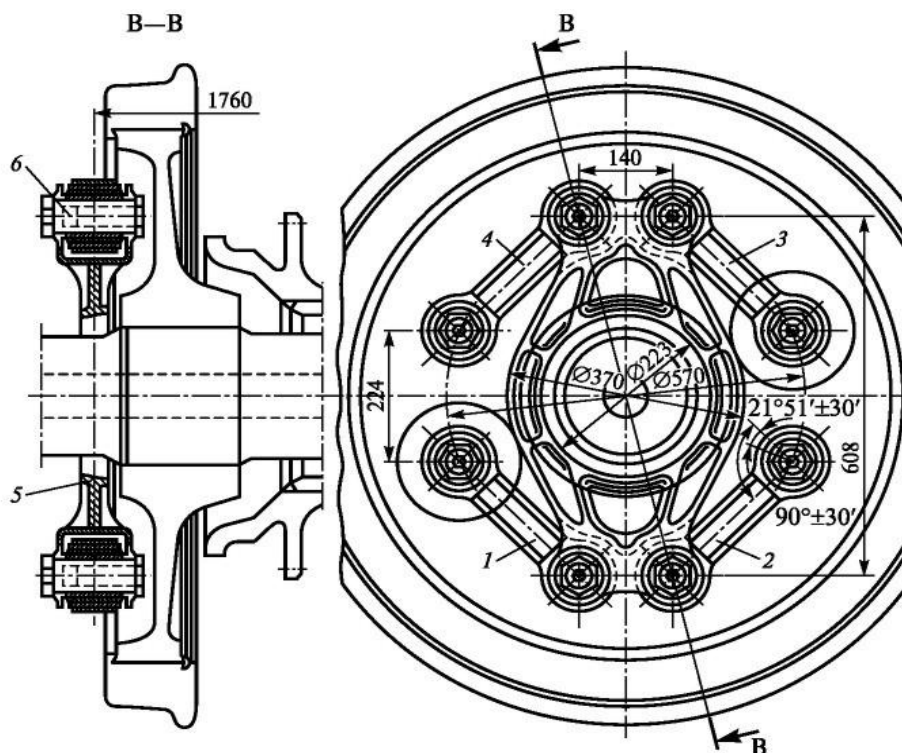


Рис. 7.11. Шарнірно-повідкова муфта поперечної компенсації фірми Alstom.

Така симетрична схема забезпечує практично ідентичні умови роботи всіх повідців і шарнірів, що дозволяє виконувати їх уніфікованими. У процесі обертання за наявності розбіжності осей виникає кінематична похибка, при якій центр плаваючої шайби описує коло. Його діаметр дорівнює величині цієї розбіжності. Плаваюча шайба починає здійснювати кутові коливання. Кінематична похибка призводить до виникнення динамічних моментів у передачі, а круговий рух плаваючої шайби до додаткових відцентрових сил.

У приводі III класу також застосовуються тягові муфти поздовжньої компенсації. Їх застосування дозволяє збільшити довжину проміжного вала та одержати більш сприятливі, ніж у муфтах поперечної компенсації, умови роботи шарнірних вузлів. Це визначило тенденцію до поширення муфт поздовжньої компенсації на основі спеціального карданного вала. Її особливість полягає в тому, що муфта не тільки передає тяговий момент, але й здійснює поперечний зв'язок колісної пари з рамою візка. Такий принцип закладений у французьких високошвидкісних поїздах TGV [3].

7.3. Умови роботи тягових передач і критерії оцінювання їхніх динамічних якостей

Умови роботи тягової передачі (за класичною теорією тяги поїздів) визначаються трьома основними групами факторів [73].

Перша група факторів пов'язана з виконанням основного призначення тягової передачі - перетворення й передача обертального моменту від тягового електродвигуна до колісної пари. При цьому основні показники, які визначають її навантаження, непостійні як за абсолютним значенням, так і за часом. Залежно від режиму руху поїзда потужність, яка реалізується тяговою передачею, тяговий момент і частота обертання можуть змінюватися в досить широких межах. Так, у момент рушання поїзда з місця зубчаста передача працює в режимі, який можна враховувати типовим для так званих "тихохідних" передач. Для такого режиму властиві низькі частоти обертання та великі обертальні моменти, які передаються від ТЕД до колісної пари. Під час руху на максимальних швидкостях режим роботи тягової передачі наближається до типового режиму "швидкохідних" передач. Крім того, у процесі роботи тягової передачі може змінюватися напрямок обертання, а також напрямок потоку енергії. Перше спостерігається при зміні напрямку руху екіпажу, а друге - при переході від тягового режиму до електричного гальмування. Усе це негативно позначається на геометрії зубчастих елементів тягового редуктора.

Друга група факторів обумовлена роботою колісної пари, яка використовується як опорний та напрямний елемент екіпажа. У зв'язку з цим більша або менша кількість пов'язаних із нею елементів неминуче зазнають вібрацій як у вертикальному, так і поперечному напрямках під час руху рухомого складу.

Третя група факторів пов'язана з кліматичними умовами. Це насамперед перепади температур зовнішнього повітря, наявність вологи, снігу, пилу та інших абразивних або хімічно активних частинок, які постійно присутні в мікросфері, а також значні перепади тиску, що викликаються аеродинамічними явищами під час руху на великих швидкостях. Крім того, тягова передача є одним із деяких вузлів, які погано піддаються візуальному контролю не тільки під час руху поїзда, але й при його зупинці. Збільшення потужності тягового привода при збереженні габаритних обмежень, які обумовлюються шириною колії та діаметром коліс рухомого складу, призвело до створення конструкцій із високим ступенем використання матеріалів і заповнення вільного простору, що також ускладнює можливість його візуального контролю.

Процес створення й передачі на колісну пару тягового моменту за допомогою тягової передачі за своєю суттю є статичним. Однак, крім статичної (корисної) складової, у процесі руху тягового рухомого складу з'являється деяка динамічна складова. Вона є шкідливою та виникає через непрямолінійність траєкторії колеса, кінематичної недосконалості схеми або конструкції тягової передачі й ряду інших причин. До шкідливих факторів також необхідно віднести динамічні навантаження, які викликаються змінними прискореннями корпусів тягового двигуна та редуктора. Передачу тягового моменту можна було б здійснити за відсутності динамічних навантажень, тобто в стаціонарних умовах. Виходячи з цього основними критеріями для оцінювання динамічних якостей тягового привода приймається різниця між показниками дійсних умов роботи його основних елементів від ідеальних стаціонарних.

Ідеальні стаціонарні умови роботи характеризуються такими факторами:

- відсутність динамічних сил, які діють на корпус тягового двигуна та редуктора;

- відсутність динамічних складових тягового моменту і його реакцій;

- співвісне розташування ведучих і ведених валів, а отже, відсутність відносних переміщень шарнірних елементів муфт.

Для оцінювання динамічної досконалості тягового привода, як правило, приймаються такі критерії:

- ступінь захищеності тягового двигуна та редуктора від динамічних сил;

- ступінь захищеності кінематичного кола, який передає момент обертання, від динамічних моментів;

- рівень відносних кутових переміщень шарнірних елементів муфт.

Для кількісного оцінювання динамічної досконалості за обраними критеріями приймаються:

- прискорення центра мас тягового двигуна та корпусу редуктора;

- динамічний момент на валу якоря тягового двигуна;

- кут закручування шарнірних елементів муфт.

Розглянемо більш детально основні критерії динамічної досконалості тягового привода.

Перший критерій, що відображує ступінь захищеності тягового двигуна від впливу динамічних сил, характеризується такими умовами. У приводі I класу (опорно-осьове підвішування) тяговий двигун погано захищений від впливу вертикальних динамічних сил, тому що він спирається безпосередньо на вісь колісної пари та досить добре захищений у приводах II й III класів (опорно-рамне підвішування).

За другим критерієм (ступінь захищеності редуктора від впливу динамічних сил) редуктор теж вважається погано захищеним від вертикальних динамічних сил, оскільки він спирається на вісь колісної пари, і добре захищеним, коли він установлений на візку або на кузові.

Третій критерій - ступінь захищеності кінематичного кола, який передає момент обертання, від впливу динамічних моментів.

У цьому значенні найгірші характеристики має тяговий привод I класу (опорно-осьове підвішування).

Для підтвердження цього проведемо аналіз для умов режиму руху з постійною швидкістю при постійному обертальному моменті тягового електродвигуна при опорно-осьовому підвішуванні (тяговий привод I класу). Для цього випадку сумарний момент на валу тягового двигуна буде дорівнювати

$$M = M_e + M_\delta, \quad (7.2)$$

де M_e - електромагнітний момент на валу якоря (корисний);
 M_δ - динамічний момент на валу якоря (шкідливий).

Динамічний момент залежить від кутового прискорення вала якоря та моменту інерції якоря. Він визначається з виразу

$$M_\delta = \frac{d\omega_\alpha}{dt} I_\alpha, \quad (7.3)$$

де ω_α - кутова швидкість якоря (частота обертання);
 I_α - момент інерції якоря відносно його осі обертання.

Уведемо поняття передаточного відношення привода i_α як відношення кутової швидкості обертання якоря тягового двигуна (або шестірні) до кутової швидкості колісної пари (або великого зубчастого колеса)

$$i_\alpha = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\omega_\alpha}{\omega_{кп}}, \quad (7.4)$$

де ω_1 (ω_α) - кутова швидкість якоря (частота його обертання);
 ω_2 ($\omega_{кп}$) - кутова швидкість обертання колісної пари.

Кутова швидкість обертання колісної пари вважається відомою та може бути визначена як

$$\omega_{кп} = \frac{v}{R}, \quad (7.5)$$

де v - швидкість руху поїзда;

R - радіус колеса колісної пари по колу кочення.

Якщо швидкість руху поїзда є постійною та відсутній ексцентриситет колеса колісної пари по колу кочення (тобто радіус R постійний), то з урахуванням виразу (7.4) можна записати

$$M_{\partial} = \frac{v}{R} I_{я} \frac{di_{я}}{dt} . \quad (7.6)$$

На підставі отриманого результату можна зробити такий висновок. Динамічний момент є функцією зміни передаточного відношення системи тягового привода рухомого складу. Якщо $i_{я} = const$, то $M_{\partial} = 0$, тобто шкідливий вплив динамічних моментів виключено і тяговий привод є досконалим за третім критерієм.

У дійсності величина передаточного відношення є величиною непостійною й також є функцією багатьох змінних.

Розглянемо її визначення для тягового привода I класу, через що він не застосовується на високошвидкісних поїздах.

У тяговому приводі I класу (з опорно-осьовим підвішуванням тягового електродвигуна) кінематична система передачі може бути представлена у вигляді триланкового зубчастого механізму, який складається з двох зубчастих коліс 1 і 2, а також ланки 3, яка їх поєднує (рис. 7.12). У цьому випадку роль третьої ланки виконує корпус тягового електродвигуна. Тому, виходячи з вищевикладеного, необхідно визначити залежність $i_{я}$ від різних параметрів і кутової швидкості якоря $\omega_{я}$.

З наведеного на рис. 7.12 плану швидкостей можна отримати швидкість точки A , тобто швидкість осі якоря (малої шестірні) відносно нерухомої точки O (осі колісної пари) як

$$v_A = \omega_p (R + r) , \quad (7.7)$$

де ω_p - кутова швидкість корпусу тягового двигуна;

r - радіус ділильного кола малої шестірні редуктора.

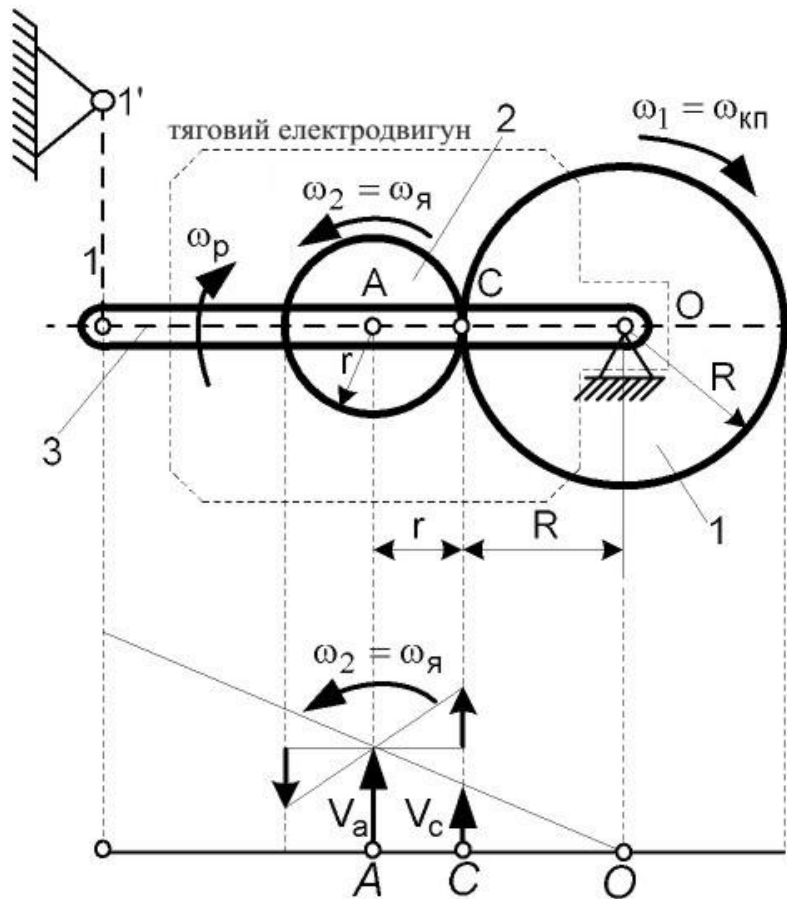


Рис. 7.12. Кінематична схема триланкового зубчастого механізму та його план швидкостей.

Швидкість точки зачеплення C відносно точки O визначається як

$$v_C = \omega_1 R, \quad (7.8)$$

Кутова швидкість малої шестірні (якоря тягового двигуна) відносно точки O визначається за таким виразом:

$$\omega_2 = \omega_я = \frac{v_A}{AO} = \frac{v_C}{CO} = \frac{v_A - v_C}{AO - CO} = \frac{v_A - v_C}{r} = \frac{\omega_p (R+r) - \omega_1 R}{r}. \quad (7.9)$$

Уведемо поняття передаточного числа зубчастій передачі, яке можна визначити як

$$u = \frac{R}{r}, \quad (7.10)$$

звідки

$$R = r u. \quad (7.11)$$

Підставивши це значення R у формулу (7.5) і приймаючи, що $\omega_2 = \omega_y$, після відповідного перетворення будемо мати

$$\omega_y = \omega_p(1+u) - \omega_1 u. \quad (7.12)$$

Згідно з формулою (7.4) передаточне відношення i_y з урахуванням отриманого виразу (7.12) буде дорівнювати

$$i_y = \frac{\omega_y}{\omega_{kn}} = \frac{\omega_p}{\omega_{kn}}(1+u) - u. \quad (7.13)$$

Підставляючи сюди вираз (7.5), будемо мати

$$i_y = \frac{R}{v} \omega_p(1+u) - u. \quad (7.14)$$

З урахуванням отриманої формули (7.14) вираз (7.6) набуде такого вигляду:

$$M_d = I_y \omega_p(1+u). \quad (7.15)$$

Звідси можна зробити висновок, що передаточне відношення такого механізму змінне та залежить не тільки від співвідношення радіусів (передаточного числа), але й від відношення $\frac{\omega_p}{\omega_{kn}}$, де ω_p - кутова швидкість редуктора в приводі I класу, яка визначається як перша похідна за часом від кута повороту корпусу тягового електродвигуна відносно осі колісної пари.

Отже, за своїми фізичними ознаками, привод I класу не може бути застосований на високошвидкісних поїздах, оскільки динамічний момент на валу якоря електродвигуна є функцією кутового прискорення його корпусу, який залежить від швидкості вертикального переміщення візка й колісної пари, швидкості галопування візка, а також швидкості бічного хитання візка й колісної пари. А все це у загальному підсумку (при підвищенні швидкості руху) може призвести до неприпустимих динамічних навантажень, руйнування тягового приводу та викликати катастрофу високошвидкісного поїзда.

Контрольні запитання

1. Які основні особливості має тяговий привод II класу?
2. Для чого призначена тягова муфта?
3. Що таке база спирання тягового редуктора?
4. Основні способи кріплення тягового електродвигуна до візка.
5. Які габаритні обмеження має тяговий привод II класу?
6. Основні характеристики муфти поздовжньої компенсації.
7. Основні характеристики муфти поперечної компенсації.
8. Основні фактори, які істотно впливають на умови роботи тягової муфти.
9. Що таке кут закручування муфти і як його можна зменшити?
10. Що повинен забезпечувати корпус тягового редуктора?
11. Які типи тягових приводів застосовуються на високошвидкісних поїздах?
12. Чому на високошвидкісному поїзді не можна застосовувати тяговий привод I класу?
13. Які конструктивні особливості має тяговий привод III класу?
14. Для чого в тяговому приводі застосовується порожнинний вал?
15. Які конструктивні особливості має тягова муфта Alstom?
16. У чому полягає особливість тягової передачі Жакмен?

17. Якими основними факторами визначаються умови роботи тягової передачі?
18. Які вимоги висуваються до тягових передач?
19. У чому полягають ідеальні умови роботи тягової передачі?
20. За яких умов з'являється динамічна складова моменту на валу тягового електродвигуна?
21. Якими критеріями оцінюється робота тягової передачі?
22. Що таке передаточне відношення тягової передачі та як воно визначається?
23. За якими принципами класифікуються тягові приводи рухомого складу?
24. Для чого між тяговим електродвигуном і редуктором необхідно встановлювати пружну муфту?
25. Які основні елементи включає в себе структурна схема тягового електропривода?
26. За рахунок чого обмежується максимальна швидкість руху з приводом I класу?
27. Яку роль виконують моторно-осьові підшипники в тяговому приводі I класу?
28. Через які причини до тягового електродвигуна привода II класу висуваються більш жорсткі габаритні обмеження?
29. Які переваги надає установа тягового двигуна на рамі кузова вагона високошвидкісного поїзда?
30. У чому полягає особливість тягової передачі з муфтою "Трипод" високошвидкісного поїзда TGV?

8. ТЯГОВІ ЕЛЕКТРОДВИГУНИ

Тяговий електродвигун на будь-якому тяговому рухомому складі призначений для перетворення електричної енергії в механічну енергію [46]. На основі цього створюється обертальний момент, який через редуктор передається на колісну пару та змушує поїзд рухатися.

Даний підручник не ставить своєю метою наводити повний теоретичний матеріал, який розкриває суть та основні питання роботи електричних машин. Вони викладені в спеціальній літературі [5, 17, 41, 65, 80] і досить повно розкривають принципову фізичну природу роботи даних електротехнічних пристроїв. Тому в матеріалі, який викладається в даному розділі, наводяться тільки основні принципові відомості про властивості тягових електродвигунів і практичні питання щодо їх конструктивного застосування як джерела механічної енергії в тягових передачах високошвидкісних поїздів.

Для звичайного рухомого складу потужність тягового електродвигуна вибирається за умови подолання основного та додаткового опору руху поїзда на розрахунковому (керованому) підйомі. Головну роль при розрахунках тут відіграє додатковий опір від ухилу. Для високошвидкісного рухомого складу основне значення набуває опір повітряного середовища. Дослідження показують, що воно має дві основні складові [27]. Одна з них (як зазначено в розділі 2.1) пропорційна швидкісному напору повітря, тобто величині швидкості у квадраті, а друга пропорційна третю поверхонь поїзда об повітря (тобто значенню швидкості в першому ступені). Перша складова визначається формою головної частини першого вагона (локомотива), а друга залежить від сумарної площі поверхні складу, гладкості обшивки вагонів, кількості та конструкційного оформлення з'єднань і переходів між вагонами. Виходячи з цього поїзди, які мають довжину, що в багато разів перевищує величину поперечного перерізу, основним для високошвидкісного рухомого складу становить опір тертя об повітря. У цьому полягає одна з принципових переваг високошвидкісних поїздів порівняно з автомобілями та літаками, у яких опір руху пропорційний квадрату величини швидкості. У той

же час у поїздів істотна його частина пропорційна швидкості в першому ступені.

Таким чином, на високошвидкісному рухомому складі необхідно мати тягові двигуни, які дозволяють не тільки забезпечити рушання з місця та рух на розрахунковому підйомі, але й переборювати опір, що постійно збільшується від тертя об повітря зі зростанням швидкості. Це, однак, вимагає менших питомих енергетичних витрат, ніж у конкуруючих видів транспорту. Проте через значну довжину поїздів абсолютна величина потрібної потужності досить велика. Тому проблема вибору оптимального типу та потужності тягового двигуна завжди стояла перед конструкторами високошвидкісного рухомого складу.

На перших поколіннях високошвидкісних поїздів встановлювалися колекторні тягові електродвигуни постійного струму. До них необхідно віднести поїзди серії 0, 100 і 200 (Японія), а також перший французький високошвидкісний поїзд TGV Paris-Sud-Est.

У той час домінувала точка зору, відповідно до якої прагнули зробити тяговий двигун якомога потужнішим. При цьому ставилися завдання збільшення надійності, зменшення впливу на колію, а також зниження збитків, які завдавалися навколишньому середовищу. Вирішення всіх цих завдань виявилось можливим на новому етапі технічної революції, яка визначила пріоритетні шляхи розвитку тягового обладнання високошвидкісного рухомого складу, коли з'явилася можливість застосування на них безколекторних трифазних тягових електродвигунів. Вони поєднують як високу питому потужність, так і надійність. У той же час для регулювання швидкості обертання їхніх якорів (роторів) необхідна ефективна перетворювальна техніка й складні схеми управління, які були реалізовані на практиці тільки в останні десятиліття ХХ ст з розробленням та освоєнням масового виробництва нового покоління силових напівпровідникових приладів і мікропроцесорних систем управління.

З експлуатаційної точки зору двигуни трифазного струму, особливо з короткозамкненим ротором, мають значну перевагу. Вони надійні в роботі, не вимагають особливого догляду, крім

спостереження за підшипниками, і мають прийнятні тягові властивості.

Асинхронний двигун має дві основні частини, які розділені між собою повітряним зазором [5]. Це нерухомий статор і рухомий ротор, який обертається навколо своєї осі (рис. 8.1).

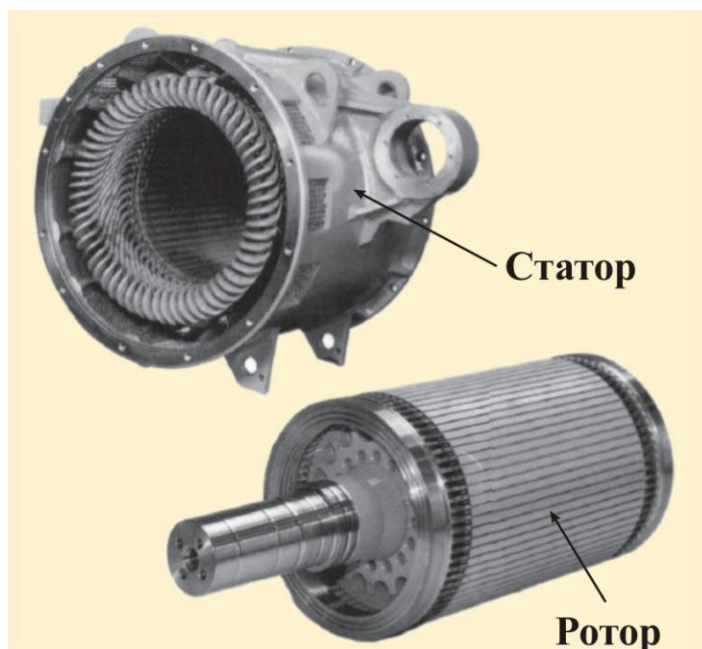


Рис. 8.1. Вузли асинхронного електродвигуна.

Статор складається з корпусу та осердя спеціальної форми з трифазною обмоткою. Ротор, що складається з вала та сердечника з короткозамкненою обмоткою, розташовується у розточенні статора. Обмотка ротора, що називається "кліткою білки", являє собою ряд металевих (алюмінієвих або мідних) стрижнів. Вони розташовуються в пазах його сердечника та замкнені з двох боків короткозамикальними кільцями. Вал ротора обертається в підшипниках кочення, які розташовуються в підшипникових щитах.

Асинхронні тягові електродвигуни почали широко застосовуватися на японських високошвидкісних поїздах починаючи з серії 300 і далі, а також на німецьких поїздах ICE усіх модифікацій. На рис. 8.2 показані конструкції асинхронних тягових електродвигунів високошвидкісного поїзда ICE3 та поїзда EJ 675.

На французьких високошвидкісних поїздах, починаючи з

поїзда TGV Atlantique та в наступних типах встановлювалися синхронні тягові електродвигуни, загальний вигляд яких наведений на рис. 8.3 [80].

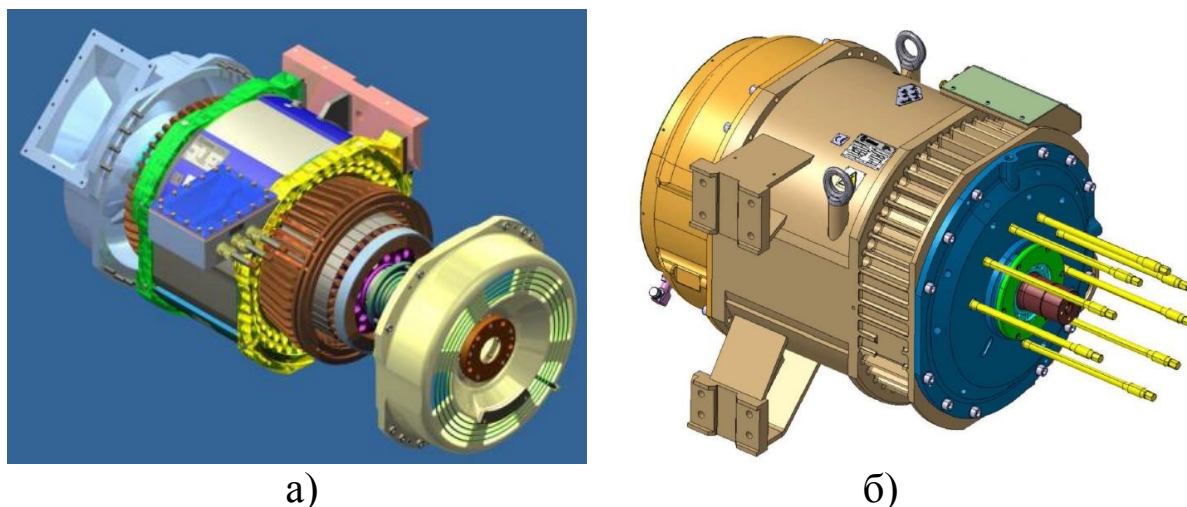


Рис. 8.2. Асинхронні тягові електродвигуни високошвидкісного поїзда ICE3 (а) і поїзда EJ 675 (б).

Конструкція статора синхронного електродвигуна мало чим відрізняється від статора асинхронного електродвигуна. Він теж складається з корпусу та сердечника з трифазною обмоткою. На роторі, який обертається, встановлена обмотка збудження на спеціальних полюсах. На корпусі підшипникового щита з одного боку встановлено датчик положення ротора, сигнал від якого надходить в електронну систему управління цим тяговим електродвигуном.

Останнім часом розпочалось широке використання синхронних тягових електродвигунів із збудженням від постійних магнітів (СДПМ). Такі двигуни мають менші габарити і масу порівняно з синхронними двигунами з обмоткою збудження на роторі, які раніше застосовувалися на високошвидкісних поїздах TGV [65].

СДПМ також використовувалися, зокрема на електропоїзді AGV V150 компанії Alstom, який 3 квітня 2007 р. встановив світовий рекорд швидкості (рис. 8.4).

СДПМ та електронна апаратура управління ними являють собою найбільш сучасну технологію в галузі тягового привода. Слід зазначити, що сьогодні СДПМ завдяки своїй порівняно

невеликій масі та гарній керованості вже широко використовуються в приводах гібридних легкових автомобілів.

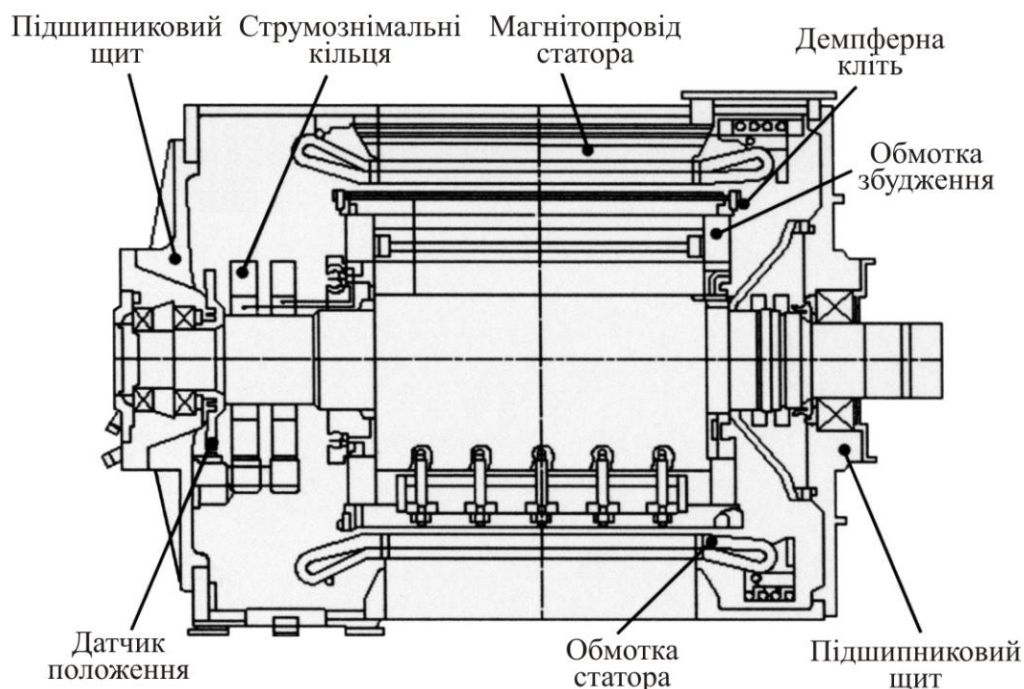


Рис. 8.3. Синхронний тяговий електродвигун високошвидкісного поїзда TGV Atlantique.

Основним завданням тягового електродвигуна є забезпечення його ефективної роботи у всьому діапазоні швидкостей. Крім того, він повинен забезпечувати передачу обертального моменту на колісну пару через тяговий редуктор. Таке просте рішення, у плані механічного обладнання, дозволяє створювати надійні системи привода, який не потребує складного технічного обслуговування. Особливу важливість у цьому питанні набуває точне й плавне регулювання тягового моменту у всьому діапазоні швидкостей за допомогою системи управління тяговим приводом. Необхідне регулювання обертального тягового моменту повинне забезпечувати оптимальне використання зчеплення між колесом і рейкою, плавне прискорення, здатність підтримки постійної швидкості та можливості застосування електричного гальмування.



Рис. 8.4. Високошвидкісний електропоїзд AGV V150 під час рекордного пробігу.

Розглянемо більш детально основні принципи реалізації цих задач за допомогою тягового електродвигуна.

При взаємодії коліс із рейками обертальний момент тягового електродвигуна перетворюється в лінійну силу тяги або гальмування. На рис. 8.5 а подано графік залежності цієї сили тяги від швидкості, а також крива опору руху поїзда [65].

Із цих графіків видно, що крива сили тяги перетинає криву опору руху в точці так званої сталої швидкості, тобто максимальної теоретично можливої швидкості. Поблизу цієї точки величина зміни сили тяги, за рахунок якої створюється прискорення поїзда, невелика (на рис. 8.5 а вона позначена червоною вертикальною стрілкою). На рис. 8.5 б показано характеристики розподілу потужності тягового привода та потрібної тягової потужності від швидкості.

Тягові двигуни, як правило, розраховуються на певний режим роботи. Він повинен розвивати максимальний обертальний момент при нульовій швидкості та підтримувати його на певному рівні у всій зоні 1 кривої сили тяги. У зоні 2 сила тяги вже обернено пропорційна швидкості, а в зоні 3 внаслідок обмежень характеристик тягового двигуна сила тяги обернено пропорційна квадрату швидкості.

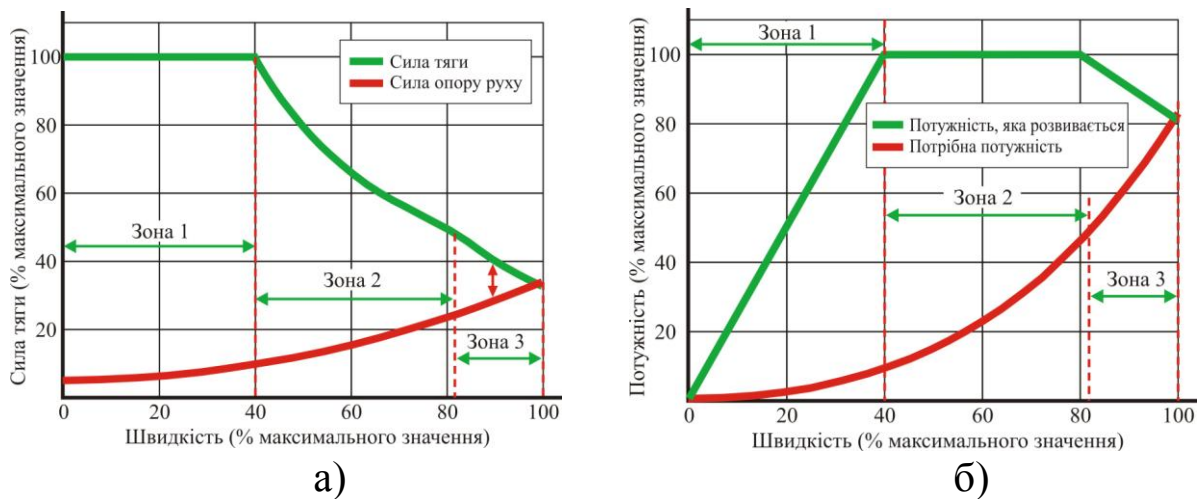


Рис. 8.5. Залежності сили тяги та опору руху поїзда від швидкості (а) і залежності потужності від швидкості руху поїзда (б).

При невеликій швидкості обертальний момент двигуна теоретично може бути більшим, ніж той, який передається при взаємодії колеса й рейки. Однак практично це призвело б до перевантаження двигуна або викликало буксування колісних пар. Тому такий режим усувають за допомогою відповідних дій машиніста або електронної системи управління.

На перших етапах для управління тяговими електродвигунами постійного струму застосовувалося регулювання напруги за допомогою зміни схеми їх з'єднання (з послідовного на паралельне) або регулювання величини струму за допомогою пускових гальмових резисторів. На сучасному рухомому складі для управління як колекторними двигунами постійного струму, так і синхронними й асинхронними двигунами змінного струму використовуються спеціальні електронні системи, які забезпечують зміну напруги або як напруги, так її частоти. Сучасні системи тягового електропривода, застосовувані при цьому дозволяють досягти якісного управління у всьому діапазоні швидкостей руху на основі спеціальних алгоритмів регулювання.

Електродвигуни змінного і постійний струму (як і СДПМ) по суті працюють на основі одних і тих самих фізичних законів. Тому принципи управління між ними певною мірою подібні. В електричних машинах усіх видів обертальний момент виникає при взаємодії двох магнітних полів. Для появи обертального

моменту між векторами напруженості цих магнітних полів повинен бути певний кут (в ідеальному випадку він складає 90 ел. град). Такі поля можуть бути створені струмами, які протікають по обмотках двигуна, або ж за допомогою постійних магнітів.

На цей час у тяговому приводі знаходиться досить широке застосування трифазних асинхронних двигунів. Проте дуже важливо розуміти природу та поведінку магнітних полів статора і ротора електричних машин інших типів.

У традиційному двигуні постійного струму північні та південні полюси поля статора завжди орієнтовані в тому самому напрямку. У той же час поле якоря (ротора) зсунуте на 90 ел. град внаслідок використання колектора. При цьому у двигуні постійного струму послідовного збудження той самий струм проходить як через обмотку статора, так і через обмотку ротора (якоря).

У традиційному трифазному синхронному двигуні магнітне поле ротора створюється струмом, який протікає тільки по його обмотках, а орієнтація цього поля визначається фізичним положенням цих обмоток. Поле статора створюється струмом, який протікає по його обмотці та обертається зі швидкістю, що обумовлюється частотою інвертора, від якого одержує живлення ця обмотка. Кут між полями статора й ротора може збільшуватися залежно від обертового моменту. При цьому частоти обертання ротора та поля статора будуть практично однаковими. Може статися, що цей кут стане від'ємним і тоді двигун перейде в гальмовий режим.

У трифазному асинхронному двигуні магнітне поле статора індукує в обмотці ротора струм, який у свою чергу генерує магнітне поле (рис. 8.6 а). Це магнітне поле взаємодіє з полем статора і створює тяговий або гальмовий момент. У режимі тяги частота обертання ротора завжди нижче частоти обертання магнітного поля статора, яка задається перетворювачем, а в режимі гальмування вона звісно вище за нього. При цьому обертовий момент не виникає, якщо частоти між собою дорівнюють одна одній. Співвідношення частот обертання ротора та поля статора характеризується величиною, яка називається ковзанням.

У СДПМ поле ротора створюється магнітами, які або розподілені по поверхні ротора, або розміщені в його пазах (рис. 8.6 б). В останньому випадку забезпечується велика механічна міцність і менші втрати на вихрові струми в роторі. Як матеріал для постійних магнітів отримав широке розповсюдження сплав неодим-залізо-бор ($\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$) завдяки його оптимальним магнітним властивостям. Магнітне поле статора створюється за допомогою трифазної багатополюсної обмотки, яка знаходиться в пазах шихтованого сердечника.

У всіх електричних машинах обертове магнітне поле генерує ЕРС, яка протилежна за напрямком живлячій напрузі (так звана проти-ЕРС). При нульовій частоті обертання вона дорівнює нулю. Однак зі збільшенням частоти починає лінійно зростати. Для підтримки постійної величини обертального моменту в зоні 1 (див. рис. 8.5 а та 8.5 б) варто збільшувати напругу живлення, яка подається на електродвигун.

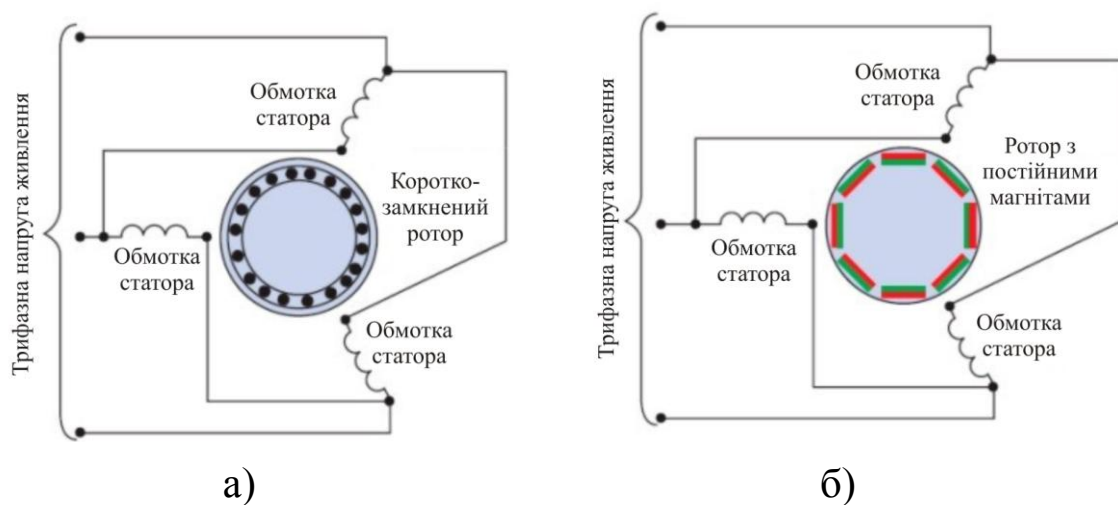


Рис. 8.6. Схеми, які пояснюють принцип роботи асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором (а) і синхронного двигуна з постійними магнітами (б).

Як відомо, обертальний момент електричної машини являє собою добуток магнітного потоку і струму. Силовий напівпровідниковий перетворювач регулює живлячу постійну або змінну однофазну напругу таким чином, щоб значення цього струму в обмотках двигуна знаходилися в припустимих межах.

Найбільш сучасним рішенням у цьому напрямку стало використання перетворювачів на основі біполярних транзисторів з ізольованим затвором (IGBT) із широтно-імпульсною модуляцією.

У зоні 1, де сила тяги постійна, напруга (а у випадку асинхронного двигуна і частота) повинна зростати пропорційно частоті обертання ротора. При цьому значення добутку магнітного потоку і струму, (тобто обертального моменту) підтримується постійним. При перевищенні номінального значення частоти обертання прикладена напруга не може бути збільшена через обмеження параметрів силового перетворювача та ізоляції двигуна. Однак з погляду механічних характеристик частота обертання може бути й вище.

Перехід у зону 2 здійснюється за допомогою ослаблення поля. При цьому зменшується проти-ЕРС або (для СДПМ) здійснюється протидія її впливу. У двигунах постійного струму це досягається зменшенням величини струму, який протікає через обмотку його збудження, за рахунок включення паралельно з нею опорів ослаблення поля. У традиційному синхронному двигуні це здійснюється шляхом зменшення струму в обмотці ротора. В асинхронному двигуні ослаблення поля відбувається автоматично зі збільшенням частоти струму обмотки статора, у той час як живляча напруга залишається незмінною. У СДПМ здійснити ослаблення поля складніше, оскільки поле ротора створюється за допомогою постійних магнітів.

У зоні 3 магнітний потік і струм зменшуються швидше, ніж у зоні постійної потужності, щоб уникнути перевищення граничних значень електричних і механічних характеристик двигуна.

Основна причина поширення застосування СДПМ у тяговому приводі - це їхні істотні переваги порівняно із трифазними асинхронними двигунами. У межах приблизно 80% робочого діапазону коефіцієнт корисної дії СДПМ більше на 1-2 %, а питома потужність - на 30-35 %. Внаслідок цього при однаковій потужності габарити й маса СДПМ приблизно на 25% менше. Загальний вигляд СДПМ наведений на рис. 8.7.

В асинхронному двигуні має місце нагрівання ротора внаслідок наявності ковзання. У СДПМ це нагрівання фактично відсутнє, завдяки чому нема необхідності в охолодженні ротора. Статор СДПМ повністю герметичний і може навіть мати рідинне охолодження, що сприяє підвищенню його надійності.

Крім того, при використанні СДПМ можна здійснювати електричне гальмування при малих значеннях швидкості руху, що робить принципово можливим самокероване гальмування при замиканні накоротко обмоток статора.

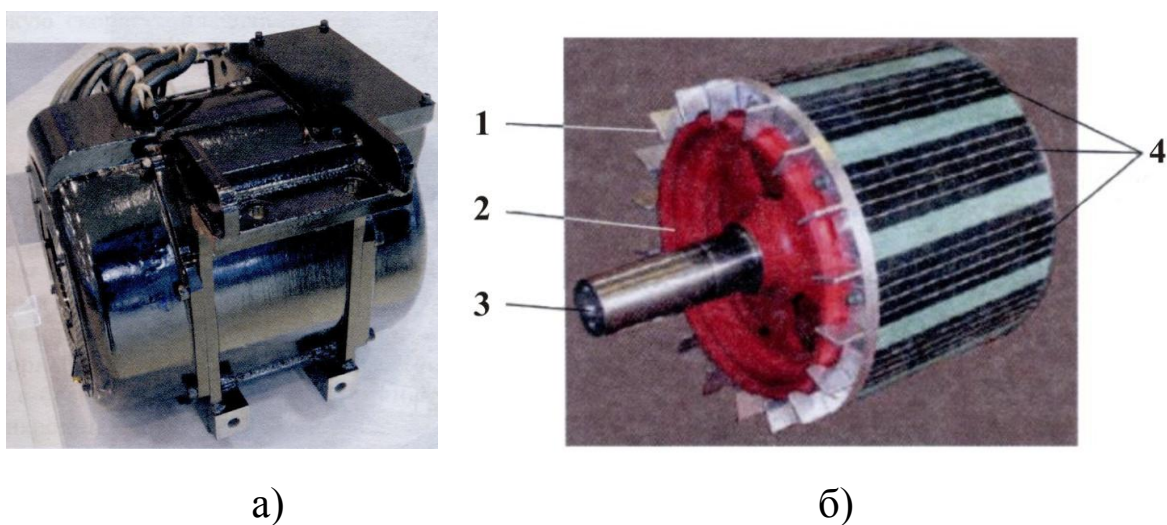


Рис. 8.7. Загальний вигляд синхронного тягового електродвигуна з постійними магнітами (а) і його ротор (б): 1 – лопатки вентилятора; 2 – натискна втулка; 3 – вал двигуна; 4 – постійні магніти.

Однак досягнення цих переваг неможливо без окремих недоліків. На сьогодні існують такі основні фактори, які створюють певні труднощі при впровадженні СДПМ для цілей електричної тяги (хоча вже розроблені деякі методи вирішення цих проблем).

Обмеження розмірів і вартості чотириквADRантного перетворювача і двигуна не дозволяють використовувати їх у всьому діапазоні швидкості тільки шляхом підтримки величини живлячої напруги та настільки перевищуючої проти-ЕРС, щоб величина струму була достатньою для досягнення необхідного

обертального моменту. Ця проблема вирішується за допомогою ослаблення поля, завдяки чому створюються зони постійного моменту та постійної потужності. Оскільки регулювання поля, яке створюється постійними магнітами, дуже складне, то для його ослаблення здійснюється подача струму в обмотки статора. Таким чином, створюється додаткове поле з вектором напруженості, який спрямований проти вектора напруженості поля, що створюється постійними магнітами ротора. При цьому виникають втрати в міді обмотки статора, що деякою мірою знижують позитивний ефект, який має місце завдяки низьким втратам при використанні ротора з постійними магнітами.

Для управління струмами, які створюють ефект ослаблення поля, необхідно визначити положення ротора з точністю до 1-2 ел. град. Для чотириполюсного електродвигуна потрібно мати механічну точність положення не менше 1,5 ел. град. Якщо використовувати датчики, то від них потрібні досить високі точність і надійність, щоб забезпечити нормальну роботу системи управління. Можливе управління цим процесом і без застосування датчиків, однак при цьому може бути знижена точність регулювання.

Магнітний потік СДПМ сильно залежить від температури. При цьому напруженість поля ротора дещо зменшується (приблизно на 1% при збільшенні температури на кожні 10°C). Для СДПМ, які працюють у температурному діапазоні від -40 до +160°C, це вже має істотне значення. Тому електронна система управління повинна контролювати робочу температуру та урахувати за її допомогою формування керуючого сигналу.

Кожний СДПМ вимагає індивідуального силового напівпровідникового регулятора, який гарантує подачу керуючого імпульсу на вмикання силового кола конкретно в необхідний момент часу.

При значних струмах і високих температурах може відбутися необоротне розмагнічування (навіть якщо температура ротора не досягає точки Кюри між 310°C і 370°C). Однак більш небезпечно коротке замикання в обмотці статора, яке може призвести до руйнування двигуна, оскільки обертове поле, що

створюється постійними магнітами, продовжує індукувати значні струми в статорі.

Ще одна проблема пов'язана з тим, що при роботі без навантаження (тобто коли поїзд рухається в режимі вибігу) ротор двигуна з постійними магнітами продовжує індукувати струми в сердечнику статора. Виникаючі при цьому вихорові струми разом з ефектом гістерезису викликають втрати в сталі, що знижує в цілому коефіцієнт корисної дії двигуна.

Рідкоземельні метали, що використовуються в СДПМ, мають гарні магнітні властивості, але досить чутливі до механічного й теплового впливу. Конструкція ротора в СДПМ складніше, ніж в асинхронних двигунах. Схема управління СДПМ також складніше у зв'язку з наявністю багаторазових контурів зворотного зв'язку та необхідності перетворення сигналу.

Переваги СДПМ, безумовно, переважають їх недоліки. Це створює великі можливості щодо широкого використання СДПМ у тягових приводах високошвидкісних поїздів.

Контрольні питання

1. Для чого призначений тяговий електродвигун на тяговому рухомому складі?
2. Виходячи з яких принципів вибирається тяговий двигун для високошвидкісного рухомого складу?
3. Як впливає довжина високошвидкісного поїзда на вибір потужності його тягових двигунів?
4. Які недоліки властиві колекторним тяговим двигунам і в чому вони проявляються?
5. Через які переваги на сучасних високошвидкісних поїздах застосовують тягові двигуни змінного струму?
6. З яких двох основних частин складається асинхронний тяговий двигун?
7. Що таке короткозамкнений ротор в асинхронному тяговому двигуні та як він реалізується?
8. Чому ротор в асинхронному тяговому двигуні має назву "клітка білки"?

9. Для чого призначені підшипникові щити в тяговому двигуні?
10. На яких високошвидкісних поїздах використовують асинхронні тягові двигуни?
11. На яких високошвидкісних поїздах використовують синхронні тягові двигуни?
12. З якою метою синхронний тяговий двигун обладнують датчиком положення його ротора?
13. Які переваги має тяговий електродвигун із збудженням від постійних магнітів?
14. Які параметри зменшуються в тяговому електродвигуні зі збудженням від постійних магнітів?
15. Які основні параметри повинен забезпечувати тяговий електродвигун під час експлуатації?
16. Що відображує залежність сили тяги та опору руху високошвидкісного поїзда від його швидкості?
17. Що відображує залежність потужності високошвидкісного поїзда від його швидкості?
18. На які основні режими роботи розраховуються тягові двигуни для високошвидкісного поїзда?
19. Який режим роботи тягового двигуна на високошвидкісному поїзді може викликати буксування його колісних пар?
20. Які заходи використовують для управління роботою тягових електродвигунів постійного струму?
21. Які заходи використовують для управління роботою тягових електродвигунів змінного струму?
22. За рахунок чого в тяговому двигуні виникає обертальний момент?
23. За допомогою яких засобів у синхронному тяговому двигуні створюється обертальне поле статора?
24. За яких умов синхронний тяговий двигун може перейти з тягового в гальмовий режим?
25. Чому в асинхронному тяговому двигуні в режимі тяги частота обертання ротора завжди нижче частоти обертання магнітного поля статора?

26. За яких умов в асинхронному тяговому двигуні обертальний момент може не виникати?

27. Що таке ковзання в асинхронному тяговому двигуні та як воно визначається?

28. Який матеріал використовується для постійних магнітів, що застосовуються в тягових двигунах?

29. Яка основна причина застосування синхронних тягових двигунів з постійними магнітами?

30. Як впливає температура на величину магнітного потоку в синхронних тягових двигунах з постійними магнітами?

9. ГАЛЬМОВЕ ОБЛАДНАННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

9.1. Загальні відомості

Гальмами називають пристрої, призначені для одержання регульованих додаткових сил опору руху поїзда [7]. Гальма використовують для підтримки заданої швидкості під час руху поїзда, зниження його швидкості або зупинки. Коли потрібно дуже швидко зменшити швидкість, застосовують повне гальмування, а якщо виникає загроза безпеки руху поїзда - екстрене. Чим більше гальмова сила поїзда, тим коротше його гальмовий шлях. Найбільшу величину гальмової сили одержують при оснащенні гальмами всіх одиниць високошвидкісного рухомого складу.

Поїзди, призначені для руху зі швидкістю більше 200 км/год, обладнуються спеціальними видами гальм, які розрізняються між собою як за способом управління, так і за способом створення гальмової сили [34]. Класифікація цих гальм наведена на рис. 9.1.

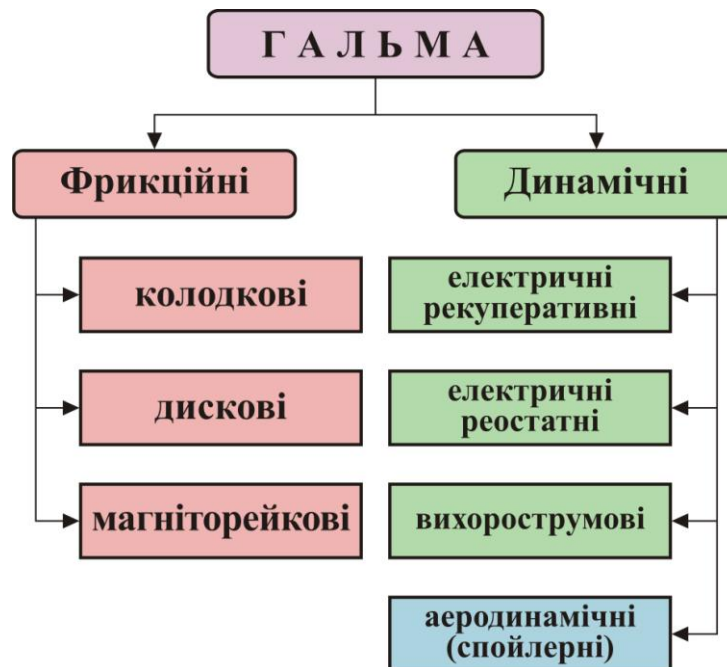


Рис. 9.1. Класифікація гальм швидкісних і високошвидкісних поїздів за способом створення гальмової сили.

Фрикційне гальмо, у якого спеціальні колодки з метою створення опору руху притискаються до поверхні кочення колеса колісної пари (колодковий), тривалий час залишалося класичним для залізничного рухомого складу. Однак ця система виявилася повністю непридатною для швидкостей руху вище 160 км/год. Подальше збільшення потужності цих колодкових гальм часто призводило до заклинювання колісних пар і, як наслідок, до їх руху юзом (тобто ковзання коліс по рейках без їх обертання). При цьому зчеплення колеса з рейкою різко падало. Крім того, використання колодкових гальм призводило до додаткового теплового навантаження поверхні кочення колеса. Виходячи з цього в наш час колодкові гальма не застосовуються як основні на рухомому складі, призначеному для швидкісного та високошвидкісного руху. Проте є й виключення. На сучасному моторному візку вагона швидкісного поїзда, який створений японською компанією "Хитачі", встановлені колодкові гальма. Конструктивно цей візок має внутрішні буксові вузли, що, очевидно, і визначило рішення конструкторів щодо використання в ньому колодкових гальм. Крім того, колодкові гальма займають менший об'єм внутрішнього простору візка, ніж дискові, що особливо актуально при необхідності розміщення в ній тягового двигуна і тягового редуктора.

9.2. Дискові гальма та їх особливості

Дискові гальма досить широко розповсюджені на швидкісному та високошвидкісному рухомому складі. Вони є різновидом фрикційних гальм. Момент тертя в них створюється в результаті притиснення гальмових колодок до спеціальних дисків, які обертаються разом із віссю колісної пари, яка гальмується. За допомогою таких гальм можна одержувати значний момент тертя. Важливою обставиною в цьому є те, що гальмовий момент, який створюється, можна збільшувати за рахунок збільшення кількості дисків на осі колісної пари. Крім того, ці гальма можна відносно легко захистити від навколишнього середовища (аж до повної герметизації). Разом з тим недоліком дискових гальм є відсутність при гальмуванні тертя колодок об поверхню кочення колеса.

Колодкові гальма періодично очищують цю поверхню від бруду, у результаті чого поліпшується електричний контакт між колесом і рейкою, що важливо для нормальної роботи рейкових електричних кіл систем сигналізації, а також для проходження тягового струму. Для цього на деяких видах рухомого складу встановлюються невеликі металеві колодки, які постійно притискаються пружиною до поверхні кочення колеса та очищують її. Безумовно, при цьому виникає (нехай невеликий за своєю величиною) додатковий опір руху. Робота дискових гальм для кращого зчеплення коліс із рейками обов'язково поєднується з електронними протиюзними пристроями [13].

При використанні дискових гальм на високошвидкісному рухомому складі одним з найпоширеніших на сьогодні є так званий кліщовий гальмовий механізм, який у масовому порядку почали використовувати після успішного застосування на перших японських високошвидкісних поїздах Синкансен серії 0.

Слід зазначити, що на високошвидкісних поїздах застосовуються два варіанти конструкції дискових гальм (рис. 9.2):

- з розташуванням гальмових дисків на осях колісних пар;
- з розташуванням накладних гальмових дисків безпосередньо на дисках колісних пар.

Ці варіанти в конструкціях дискових гальм можуть бути реалізовані як в окремому вигляді, так і поєднуватися одне з одним [22].

За своєю суттю дискове гальмо включає в себе [23]:

- гальмові диски, які можуть розташовуватися як на осі колісної пари (що характерно для немоторних візків), так і безпосередньо на колесах колісних пар (в основному застосовується в моторних візках);
- виконавчий гальмовий блок, який складається з пневматичного циліндра з поршнем і штоком, сполучних кліщових силових тяг, а також гальмових накладок з механізмом їх кріплення.

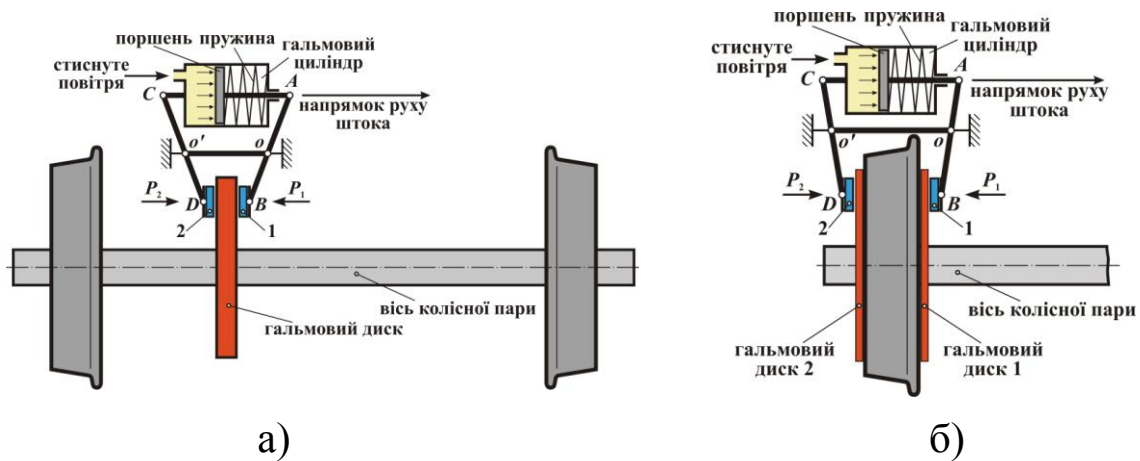


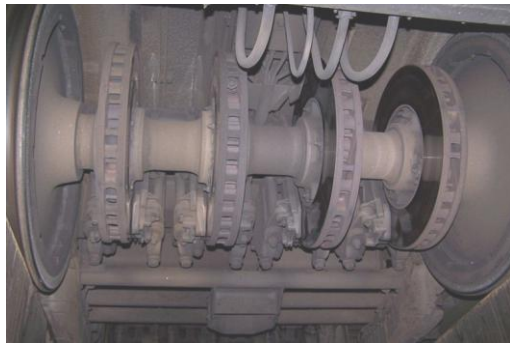
Рис. 9.2. Спрощені схеми дискових гальм: а - з розташуванням гальмового диска на осі колісної пари; б - з розташуванням накладних гальмових дисків безпосередньо на колесі колісної пари.

Розглянемо роботу дискового гальма при розташуванні гальмових дисків на осі колісної пари (рис. 9.2 а).

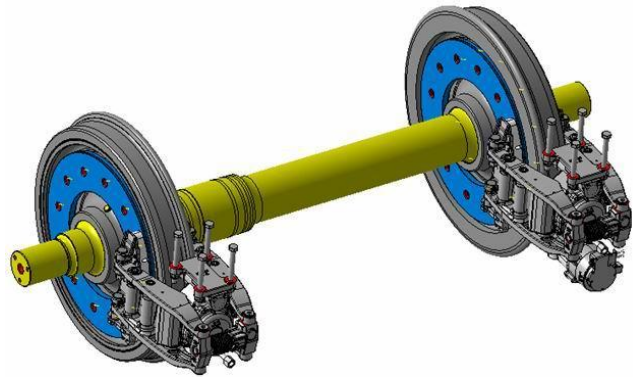
У режимі гальмування стиснене повітря надходить у гальмовий циліндр і починає давити на поршень. Внаслідок цього поршень спільно зі штоком починає рухатися та у свою чергу впливає на тягу $A-B$. Ця тяга починає повертатися навколо точки O і своїм протилежним кінцем (у точці B) натискає на гальмову колодку 1. У той же час другий важіль $C-D$ під дією розп'ятого важеля $O-O'$ теж починає повертатися та своїм іншим кінцем натискає на гальмову колодку 2. Таким чином, при стисканні диска гальмовими колодками 1 і 2 із силами P_1 і P_2 створюється гальмовий момент, що сприяє виникненню гальмової сили, яка спрямована проти руху поїзда.

Аналогічно працює система дискового гальма з розташуванням гальмових дисків на колесі колісної пари, яка показана на рис. 9.2 б.

Як приклад на рис. 9.3 показано різне розташування гальмових дисків на колісних парах високошвидкісних поїздів, а на рис. 9.4 - важільний кліщовий механізм із пневматичним приводом дискового гальма.



а)



б)

Рис. 9.3. Розташування гальмових дисків на колісних парах: а - на осі колісної пари неоторного візка високошвидкісного поїзда TGV; б - на колесі колісної пари моторного візка швидкісного поїзда HRCS2.

Досвід експлуатації дискових гальм на високошвидкісному рухомому складі показав, що є тенденція конструктивно розташовувати важільний кліщовий механізм із пневматичним приводом (гальмовий блок) на обресореній частині візка. Такий спосіб розміщення гальмового блока є найпоширенішим у багатьох конструкціях. Основне значення цього розташування полягає в зменшенні необресореної маси візка та зменшення динамічних навантажень на колеса і рейки під час руху поїзда.

Однією з основних умов роботи дискового гальма є рівномірний знос його гальмових накладок, який ґрунтується на умові рівності питомих робіт тертя на всіх ділянках їхніх робочих поверхонь [76]. У цьому випадку особливо важливим є одержання рівності питомих робіт тертя на площах гальмової накладки S_1 і S_2 , які розділені вертикальною лінією, що проходить через точки додавання зосередженої сили натискання, як показано на рис. 9.5, тому що лінійна швидкість будь-якої точки на поверхні диска буде збільшуватися при її віддаленні від осі обертання диска (із збільшенням радіуса). Відповідно знос фрикційного матеріалу гальмової накладки і третьової поверхні гальмового диска в цій точці теж буде збільшуватися. Згідно з цим величини питомих сил натискання на гальмову накладку будуть різними. Тому найбільші сили (і які необхідно зменшувати) будуть присутні на площі

накладки S_2 , яка розташована ближче до осі обертання гальмового диска.

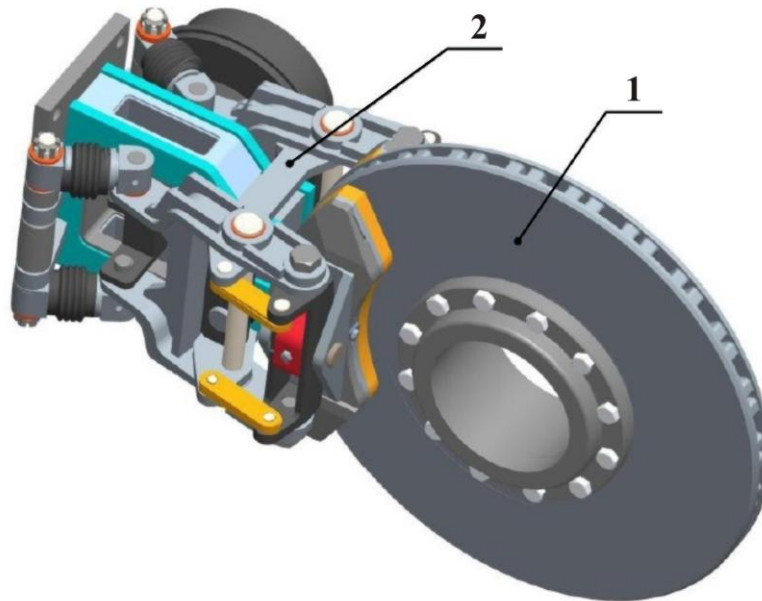


Рис. 9.4. Важільний кліщовий механізм із пневматичним приводом дискового гальма: 1 - гальмовий диск; 2 - пневматичний привод.

На сьогодні виробники гальмового обладнання для високошвидкісного рухомого складу створили досить велику кількість конструкцій дискових гальм. При цьому гальмові блоки та гальмові диски розглядаються як самостійні вироби [22].

На високошвидкісних німецьких поїздах ICE всіх серій в експлуатації знаходяться дискові гальма виробництва німецької фірми Knorr-Bremse (рис. 9.6).

Дана фірма також поставляє свої гальма для установа на російських високошвидкісних поїздах "Сапсан". Ці гальма знаходяться досить довгий час в експлуатації в країнах Європи та Америки, де зарекомендували себе як високонадійні з досить великим ресурсом їх роботи. Конструктивно гальмові блоки розміщуються на обресореній частині візка рухомого складу. В основу їх конструкції покладено спеціальний кліщовий механізм. На всіх гальмових блоках є регулятор зазору, а на окремих - також важільний привод із тросом для стоянкового гальма.

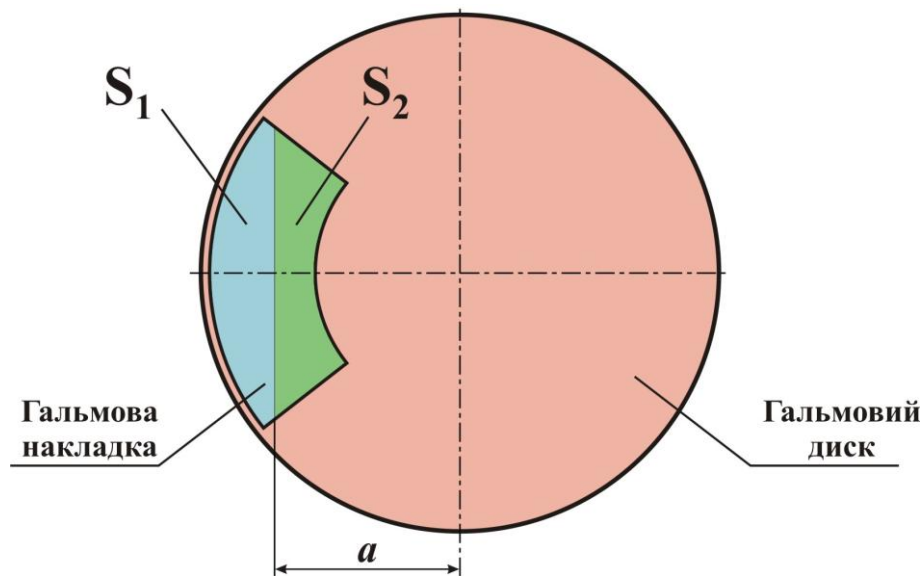


Рис. 9.5. Схема розташування гальмової накладки відносно гальмового диска та умовного розподілу площі накладки по лінії, яка проведена через точки прикладання сили натискання: S_1 і S_2 – площі ділянок гальмової накладки, розподілені вертикальною лінією, яка проходить через точки прикладання зосередженої сили натискання; a – відстань від вертикальної лінії, що проходить через точки прикладання сили натискання, до осі обертання гальмового диска.



Рис. 9.6. Дискове гальмо німецької фірми Knorr-Bremse.

Основна перевага гальмових блоків фірми Knorr-Bremse полягає в невеликих габаритних розмірах. У той же час їх конструкція вимагає застосування складної та дуже точної

технології виготовлення (вони не є ремонтпридатними в "польових" умовах, а вимагають тільки сервісного обслуговування з застосуванням спеціальних стендів). Крім того, через дуже велике передаточне число важільного механізму всі деталі та вузли цих гальмових блоків зазнають дуже великих механічних навантажень.

Дискове гальмо виробництва фірми ДАКО (Чехія) показано на рис. 9.7.



Рис. 9.7. Дискове гальмо виробництва фірми ДАКО.

Конструктивно гальмовий блок розміщується на обресореній частині візка. В основу конструкції гальмового блока покладено кліщовий механізм. У блоці є регулятор зазору, який убудований безпосередньо в гальмовий циліндр. Є також важільний привод стоянкового гальма. Основною перевагою даної конструкції дискового гальма є його компактність (незважаючи на порівняно велику ширину гальмового диска - більше 100 мм). Він має досить спрощену порівняно з гальмом Knorr-Bremse, технологію виготовлення. Це дискове гальмо застосоване на швидкісному поїзді EJ 675. До недоліків цього дискового гальма необхідно віднести таке. Механізм його

гальмового блока розрахований на малий робочий хід штока пневматичного привода, а також експлуатацію фрикційних накладок порівняно невеликої товщини, які швидко зношуються. Також цей механізм не розрахований компенсувати крен (бічне хитання) рухомого складу. Крім того, конструкція вертикальних тяг, передбачених для сприйняття реакції від гальмової сили, припускає наявність поступальних кінематичних пар, відкриті ділянки яких критичні до забруднення в умовах експлуатації.

Дискове гальмо виробництва фірми Faiveley (Франція) показано на рис. 9.8. Цими дисковими гальмами обладнані всі французькі поїзди TGV. Конструкція механізму цього гальмового блока дуже подібна за конструкцією блоку дискового гальма виробництва фірми DAKO. Вона відрізняється від нього тільки пневматичним приводом, у якому використовується підсилювальний редуктор. Конструктивно гальмовий блок розміщується на обресореній частині візка високошвидкісного поїзда. В основу конструкції блока покладено кліщовий механізм. У ньому є також регулятор зазору, який убудований у гальмовий циліндр.

Дискові гальма виробництва фірми Wabtec (США) показані на рис. 9.9. Цими гальмами обладнаний швидкісний американський поїзд Acela. Конструкція цих гальм за зовнішніми ознаками включає в себе всі основні конструктивні рішення, які застосовані в дискових гальмах фірм Knorr-Bremse, DAKO і Faiveley. У зв'язку з цим вони мають як переваги, так і недоліки, що проявляються у вищезазначених гальмових блоках.



Рис. 9.8. Дискове гальмо виробництва фірми Faiveley.

Гальмові накладки для дискових гальм фірми Wabtec виготовляють із фрикційних композиційних матеріалів, до складу яких входять ебоніт, бакеліт, азбестові та інші матеріали, які в підсумку дозволяють підвищити ефективність гальмування рухомого складу.

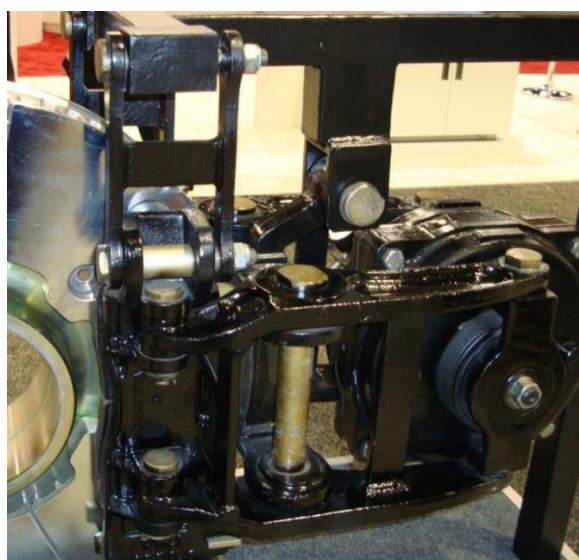
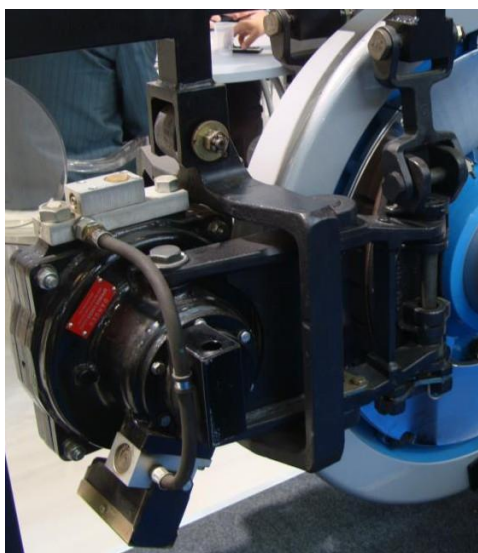


Рис. 9.9. Дискові гальма виробництва фірми Wabtec.

Гальмові диски для фрикційних дискових гальм бувають двох типів: охолоджувані (вентильовані) і неохолоджувані (суцільні). Їх конструкція наведена на рис. 9.10.

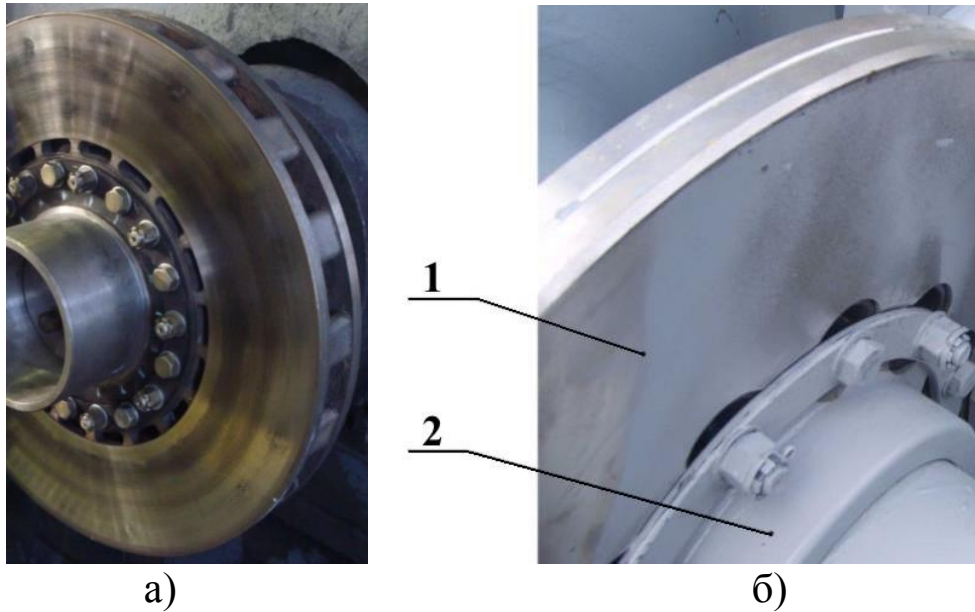


Рис. 9.10. Вентильований (а) і невентильований (б) гальмові диски фрикційних дискових гальм: 1 - суцільний диск; 2 - кріплення диска до осі (на диску видні вентиляційні отвори).

Останнім часом перспективним напрямком розвитку дискових гальм є використання об'ємних гальмових дисків, які виготовляються з алюмінієвого сплаву та накладок із синтетичних матеріалів. Алюмінієвий диск забезпечує істотне зниження маси гальмового обладнання та (як зазначається в деяких закордонних публікаціях) зменшення спрацювання гальмових дисків і накладок. До їх переваг належить також гарна теплопровідність і розсіювання теплоти при її відведенні від контактних поверхонь до охолоджувальних ребер, що обумовлює зниження температурних напруг і відповідно підвищення міцності. Такі диски знаходять все більше застосування на високошвидкісному рухомому складі (зокрема на високошвидкісних поїздах ICE2, ICE3 та ICE4 у Німеччині).

Однак об'ємні диски з охолоджувальними каналами мають деякий недолік - це підвищений опір руху рухомого складу. Він полягає в тому, що об'ємні диски під час руху поїзда проганяють через себе охолоджувальне повітря, навіть коли в цьому немає необхідності. Все це створює "небажаний" гальмовий ефект, який в остаточному підсумку необхідно переборювати двигунам поїзда.

Фрикційні колодкові гальма (дискові) при швидкостях руху до 160 км/год за силою зчеплення коліс із рейками ще забезпечують нормативний гальмовий шлях. Однак вже при швидкості поїзда понад 200 км/год і більше (на горизонтальній ділянці) гальмовий шлях значно збільшується та складає 1800-1900 м. Ця обставина призвела до створення і розвитку інших видів гальм, таких як магніторейкові та вихорострумові, у яких гальмова сила є більш ефективною та не залежить від зчеплення коліс із рейками.

9.3. Магніторейкові гальма

Робота магніторейкового гальма заснована на створенні гальмової сили за рахунок фрикційної дії між рейкою колії і спеціальним гальмовим башмаком [9].

Розрізняють два види магніторейкових гальм:

- електромагнітні рейкові гальма (ЕМРГ);
- магніторейкові гальма з постійними магнітами (МРГ).

Принцип дії ЕМРГ полягає в такому (рис. 9.11). У спеціальному гальмовому башмаку розташовується певна кількість електромагнітів (соленоїдів). Кожен з них має П-подібне осердя, на якому кріпиться котушка з електричним дротом. Кінці всіх котушок соленоїдів $L_1 - L_6$ з'єднуються між собою. Для спрацьовування ЕМРГ кожух його башмака опускається на рейку залізничної колії, а котушки соленоїдів підключаються до електричного джерела (рис. 9.11). Внаслідок цього в кожному соленоїді виникає магнітний потік, який через своє осердя починає поздовжньо взаємодіяти з рейкою колії. Це викликає силу притягання башмака до рейки, яка через силу тертя створює відповідну гальмову силу.

Відомі також конструкції ЕМРГ з поперечним магнітним полем відносно головки рейки, що показано рис. 9.12.

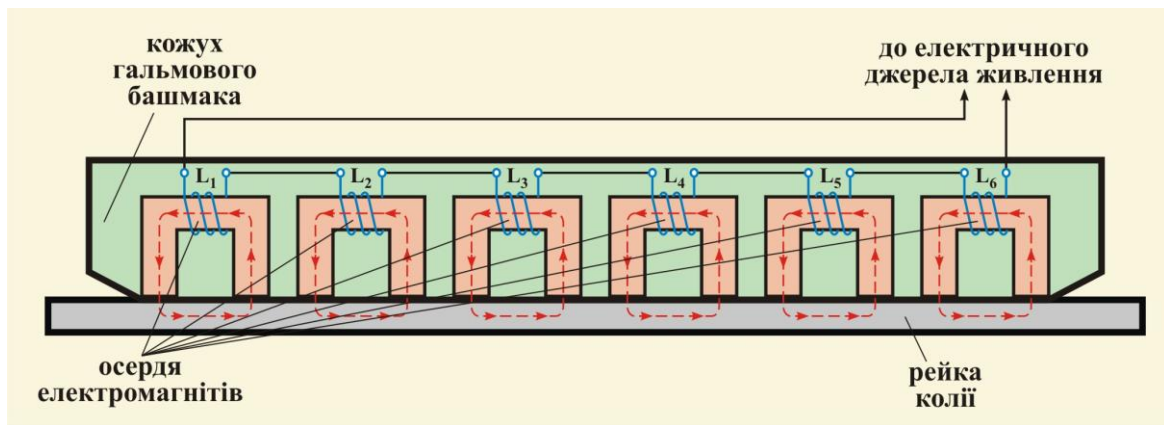


Рис. 9.11. Розташування соленоїдів у башмаку ЕМРГ.

Практикою доведено переваги конструкції з поперечним магнітним полем, за допомогою якого реалізується більша сила притягання башмака при однакових магніторушійних силах соленоїдів вищеназваних різновидів ЕМРГ.

В якості джерел живлення ЕМРГ можуть використовуватися вагонні акумуляторні батареї, зменшена напруга контактної мережі постійного струму або тягові електродвигуни, які при гальмуванні працюють у генераторному режимі. Схеми знаходження ЕМРГ у різному стані наведена на рис. 9.13.

Залежно від умов експлуатації башмаки ЕМРГ можуть виконуватись суцільними або із секційними соленоїдами. При цьому кожен башмак (незалежно від його конструкції) знизу має спеціальну захисну фрикційну накладку, яка дозволяє уникнути пошкоджень при гальмуванні та, як наслідок, подовжити термін його роботи.

Башмаки ЕМРГ розташовуються з обох боків візка за допомогою спеціального кріплення, яке дозволяє передавати його гальмове зусилля на раму кузова і далі на весь рухомий склад.

Залежно від умов експлуатації башмаки ЕМРГ можуть виконуватись з суцільними або секційними полюсами, зі знімними або виконаними як одне ціле з полюсом фрикційними накладками.

Секційні башмаки за гальмовою ефективністю значно кращі, ніж суцільні. Звичайне значення загальної довжини башмака 420-800 мм, довжина однієї секції 95...100 мм.

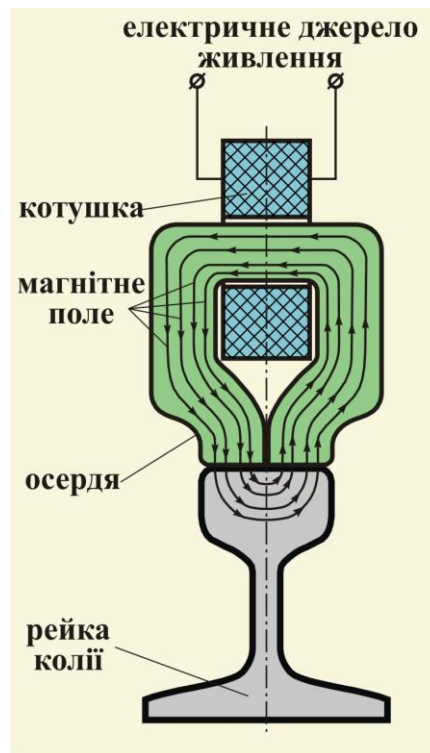


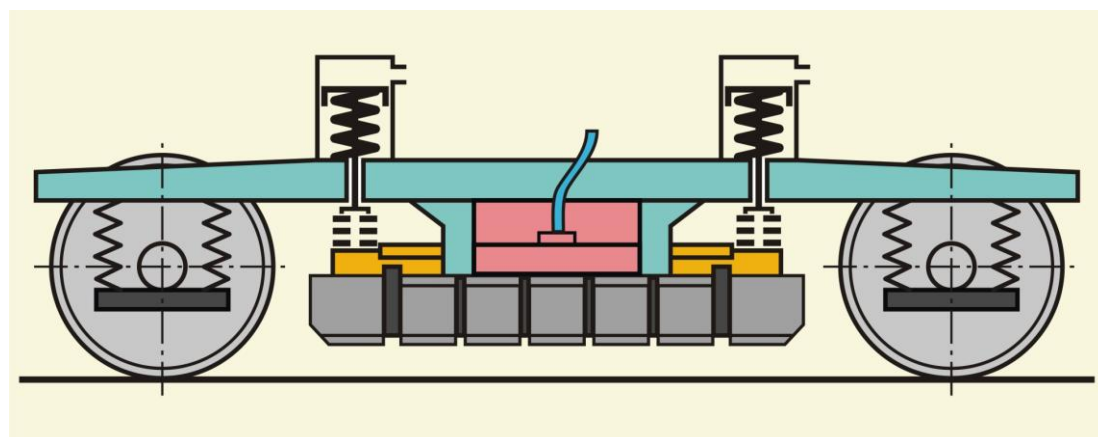
Рис. 9.12. Схема ЕМРГ з поперечною дією магнітного поля.

У секційного башмака при однакових габаритних розмірах із суцільним башмаком площа дотику з рейкою більша, ніж у суцільного, оскільки магнітні секції можуть перемішуватися вільно і незалежно одна від одної та входити в контакт з рейкою, ніби "обтікати" рейку. Різниця в площах дотику буде особливо великою при гальмуванні в процесі руху по нерівномірно зношених рейках, на стиках і кривих ділянках колії. Крім того, при високих швидкостях руху башмаки значно нагріваються і при великій їх довжині деформуються, що призводить до порушення контакту з рейкою. Отже, при однакових електричних параметрах у секційного башмака більша площа контакту з рейкою і гальмова сила, ніж у суцільного. При однаковій гальмовій ефективності секційний башмак більш компактний і легше монтується на візках.

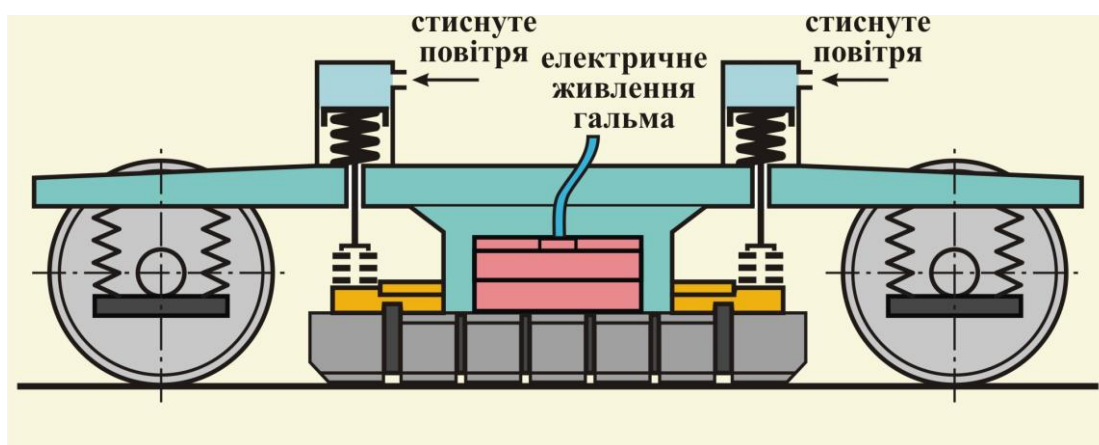
Як правило, на високошвидкісних поїздах ЕМРГ призначені для роботи в режимі екстреного гальмування.

Є конструкції ЕМРГ із живленням соленоїдів як постійним, так і змінним струмом. Але найбільшого розповсюдження

отримали ЕМРГ постійного струму, оскільки вони простіші за конструкцією та надійніші в експлуатації.



а)



б)

Рис. 9.13. Схема знаходження електромагнітнорейкового гальма: а – у недіючому стані; б – у загальмованому стані.

У закордонній практиці на високошвидкісному рухомому складі башмаки ЕМРГ встановлюються на висоті 50-150 мм над рівнем головок рейок. Відомі різні схеми підвішування башмаків на візках: на гумових амортизаторах; пневматичних циліндрах; за допомогою пружин (циліндричних або торсіонних). Підвішування башмаків ЕМРГ на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ показано на рис. 9.14.



а)



б)

Рис. 9.14. Підвішування башмаків ЕМРГ на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ: а – башмак ЕМРГ знаходиться в неробочому стані; б - башмак ЕМРГ знаходиться в загальмованому стані.

Більшість конструкцій ЕМРГ припускає наявність поперечних тяг між башмаками одного візка для забезпечення їх стійкого положення на рейках і кращого розподілу гальмової сили на кривих ділянках колії.

Дослідження механізму гальмування електромагнітним башмаком пов'язано насамперед з вивченням зміни сил у часі. Гальмова сила в результаті швидкої зміни взаємодіючих площин башмака і рейки являє собою змінну величину, яка є функцією швидкості руху та величини сили натискання [9]. Гальмову силу B_{Γ} кожного башмака можна визначити за формулою

$$B_{\Gamma} = F \varphi_e, \quad (9.1)$$

де F - сила притягання башмака ЕМРГ до рейки;

φ_e - дійсний коефіцієнт тертя башмака з рейкою, який приймається залежно від швидкості руху, питомого тиску, матеріалу магнітопроводу і міжполюсної вставки.

Силу притягання башмака, F , кг, можна визначити за формулою

$$F = \frac{\Phi^2}{9,8 \mu_0 S} = \frac{B_m^2 S}{9,8 \mu_0}, \quad (9.2)$$

де Φ - магнітний потік, Вб;

S - площа контакту з рейкою одного полюса башмака, м²;

μ_0 - магнітна проникність повітряного зазору,
 $\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$ Гн/м;

B_m - магнітна індукція в робочому зазорі між башмаком ЕМРГ і рейкою, Вб/м².

Сила притягання башмака ЕМРГ до рейки F залежить від типу рейки, величини повітряного зазору між башмаком і рейкою, стану поверхонь у зоні їх контакту, часу ввімкнення гальма та інших факторів. На основі цього та обробки експериментальних даних була запропонована емпірична формула для визначення дійсного значення гальмового коефіцієнта поїзда g_e для всіх типів ЕМРГ рухомого складу залізниць колії 1520 мм [9]

$$g_e = \frac{n F}{P + Q}, \quad (9.3)$$

де n - кількість башмаків ЕМРГ у поїзді;

F - дійсна сила притягання одного башмака ЕМРГ, тс;

P - маса локомотива, т;

Q - маса поїзда, т.

Для ЕМРГ час підготовки до дії приймається на рівні 2-3 с.

За гальмовими характеристиками ЕМРГ йому просто нема рівних на середніх і високих швидкостях. Гальмовий коефіцієнт ЕМРГ при середніх швидкостях може досягати 140%, а при швидкостях вище 160 км/год гальмовий коефіцієнт може перевищувати 200%. Завдяки такому становищу, якщо зі звичайними колодковими гальмами використовувати й це гальмо, гальмовий шлях скорочується на 30-40%. Крім того, ЕМРГ відносно просте. Особливо важливо те, що воно досить компактне і в основному займає лише місце між колесами. Це дозволяє разом з ЕМРГ застосовувати на рухомому складі й інші гальма (дискові і вихорострумові). Також ЕМРГ підвищують шорсткість поверхні кочення рейок і навіть очищують їх поверхню від бруду, що поліпшує зчеплення тягових коліс із рейками.

Крім позитивних рис в ЕМРГ є і недоліки, які полягають у такому. Для роботи ЕМРГ потрібно електричне живлення

(приблизно до 6 кВт на одиницю рухомого складу), що викликає додаткову витрату електроенергії. Крім того, порівняно з іншими гальмами гальмову силу ЕМРГ практично неможливо врегулювати. Незважаючи на такі зауваження, ЕМРГ широко застосовується на високошвидкісному рухомому складі як досить ефективно.

На відміну від ЕМРГ, гальмо, яке працює на постійних магнітах, прийнято стисло називати магніторейковим або скорочено МРГ. Основні переваги МРГ перед ЕМРГ:

- нема потреби в електричному живленні під час гальмування;
- час знаходження у ввімкненому стані необмежений (що дозволяє використовувати це гальмо не тільки як екстрене, але і як стоянкове);
- значно менші експлуатаційні витрати на утримання.

До деякого часу постійні магніти поступалися електромагнітам у зусиллі притягання. Однак за останній час певних успіхів досягнуто в технологіях виготовлення так званих надпотужних магнітів зі сплаву Nd-Fe-B (неодім-залізо-бор). Тому МРГ дедалі стають все більш актуальними.

Фрикційне МРГ на постійних магнітах мають однаковий принцип дії та класифікацію щодо висоти підвішування башмака в неробочому стані. При опусканні на рейку башмака, який має магнітні властивості, між ними виникає зусилля притягання, внаслідок чого (за рахунок тертя) з'являється гальмова сила (рис. 9.15).

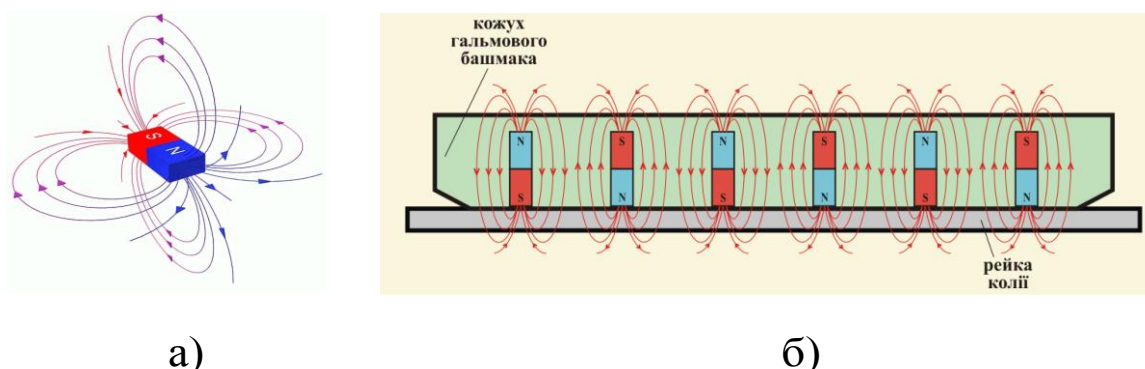


Рис. 9.15. Принцип дії башмака МРГ: а – постійний магніт і його магнітне поле; б – розташування постійних магнітів у башмаку.

Силові блоки МРГ, подібно до ЕМРГ, можуть бути виготовлені таким чином, що будуть створювати відносно рейок або поздовжні, або поперечні магнітні потоки. Як правило, МРГ на високошвидкісному рухомому складі застосовується як стоянкове.

9.4. Вихорострумове гальмо

Історія створення й принцип дії лінійних вихорострумових гальм (ЛВГ) належить до середини ХІХ ст., коли французьким вченим Фуко були відкриті вихрові струми. Вперше вихорострумове гальмо було запатентовано в США в 1892 р., а через п'ять років був виданий подібний патент у Німеччині. Протягом останніх 70 років вихорострумові гальма не викликали практичного інтересу. Однак на початку 60-х рр. ХХ ст. під час створення поїзда для швидкісної лінії "Токайдо" (Японія) розпочалися дослідження з розроблення гальма на вихрових струмах. У 1969 році у Франції для швидкісного поїзда TGV за участю фірми Knorr-Bremse AG (ФРН) були проведені значні дослідження цих гальм [8]. Паралельно розвивалися дві конструкції гальм: лінійні - ЛВГ (за кордоном - LWB) і обертові - ОВГ (RWB).

Розглянемо принцип дії ЛВГ, наведений на рис. 9.16.

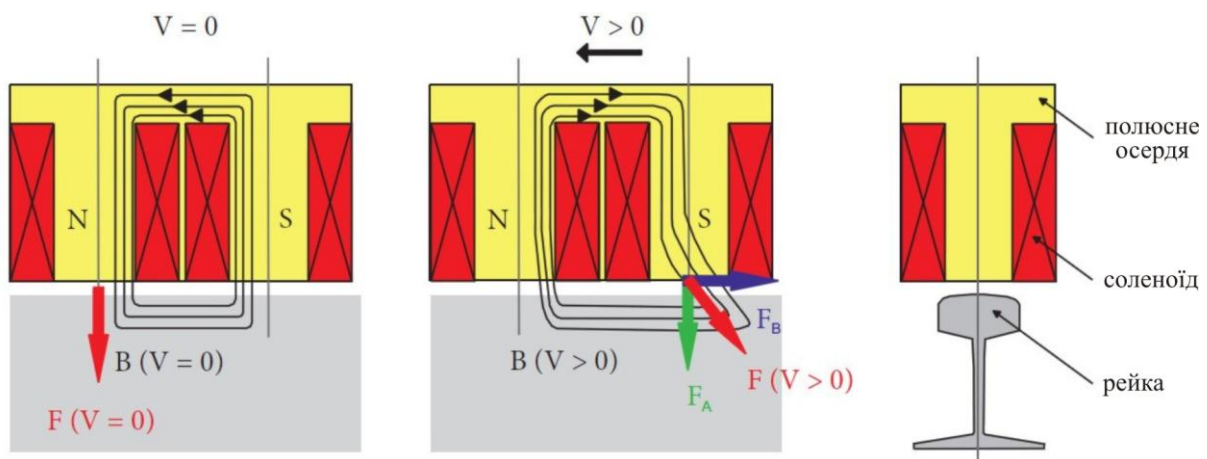


Рис. 9.16. Принцип дії ЛВГ: F – магнітна сила; F_B – гальмова сила; F_A - сила притягання.

За допомогою соленоїдів створюється магнітне збудження, у результаті якого утворюються протилежні магнітні полюси N й S . Під час стоянки поїзда (при $V = 0$) магнітне поле має симетричну конфігурацію і створює вертикальне зусилля F , а під час руху поїзда (при $V \neq 0$) це магнітне поле стає нестационарним. Відповідно до закону електромагнітної індукції виникає електрорухома сила індукції (ЕРС.). Під дією цієї ЕРС з'являється вихровий струм, магнітне поле якого має протилежний напрямок відносно основного магнітного поля, що створюється соленоїдами. Це призводить до послаблення поля в тій половині полюсних сердечників, які розташовані за напрямком руху, і до відповідного посилення поля в сердечниках, які знаходяться з протилежного боку (проти напрямку руху). У результаті виникнення зусилля притягання магнітна сила F відхиляється від вертикалі та розкладається на дві складові: силу притягання F_A і гальмову силу F_B .

Розглянемо конструктивне виконання ЛВГ (виробник – фірма Knorr-Bremse), яке встановлене на німецькому високошвидкісному поїзді ICE3 (рис. 9.17).

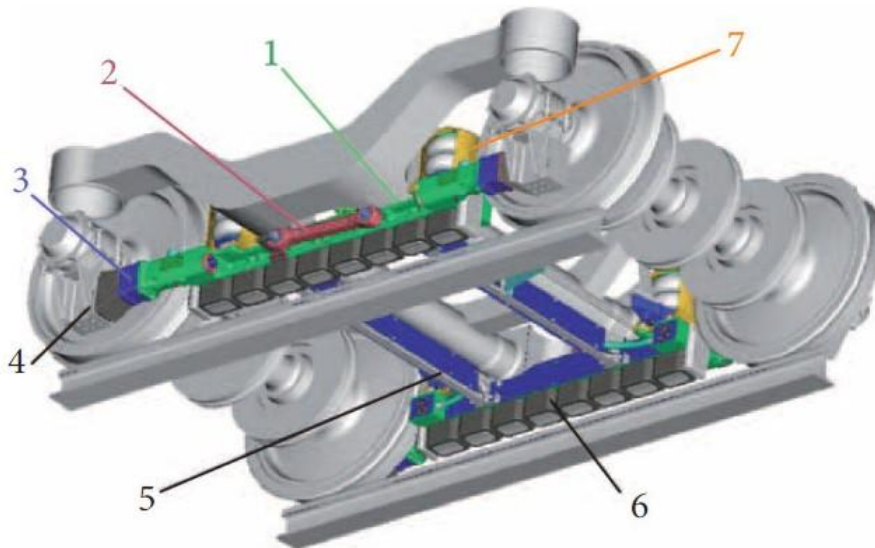


Рис. 9.17. Розташування вихорострумове гальма на візку високошвидкісного поїзда ICE3.

До жорсткої рами 1 кріпиться повідець для передачі гальмового зусилля на раму 2 і гумові амортизатори 3, через які

зусилля від жорсткої рами передається на букси 4. Вузли жорсткої рами з'єднані між собою поперечними балками 5, до яких кріпляться компоненти дискового гальма. У режимі гальмування башмак 6 опускається на робочу позицію над рейкою за допомогою пневматичних балонів підвіски 7. При цьому зазор між башмаком і рейкою встановлюється близько 7 мм.

Гальмові магніти одержують живлення через тиристорний випрямляч і проміжний трансформатор від загальної поїзної шини, напруга на якій складає 1000 В. У випадку переривання стаціонарного живлення вони автоматично перемикаються на акумуляторну батарею. Великі короткодійчі струми та вимоги сталого рівня гальмування при низьких температурах визначають необхідність застосування нікель-кадмієвої акумуляторної батареї. Крім того, при живленні від акумуляторної батареї може бути реалізовано тільки 50% сили гальмування проти живлення гальма від стаціонарної мережі.

У випадку виникнення перерв у стаціонарному живленні акумуляторна батарея підключається до магнітів без якого-небудь регулювання [79]. Залежно від нагрівання електромагніту і ступеня заряджання батареї струм, що ним споживається, становить менше половини струму, який споживається при роботі гальма від стаціонарної мережі.

Гальмова сила, яка створюється цим гальмом, не залежить від коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою, тому що башмак не торкається головки рейки. Кінетична енергія під час руху поїзда перетворюється в теплову енергію, яка поглинається рейкою. При потужності збудження гальмового башмака 25 кВт гальмова сила досягає близько 9,2 тс. Однак слід зазначити, що гальмова сила ЛВГ безпосередньо залежить від швидкості руху та зменшується з її збільшенням.

Істотний вплив на гальмову силу ЛВГ має величина зазору між башмаком і головкою рейки. Це пояснюється тим, що магнітна проникність повітря в 1000 разів менше, ніж у заліза. Чим більше повітряний зазор між башмаком і рейкою, тим більше втрати на розсіювання магнітного потоку в повітряне середовище. Підвішування башмака зроблено таким чином, щоб забезпечити стабільність цього повітряного зазору. Розрахунки та досвід

експлуатації показали, що оптимальний зазор повинен знаходитися в межах 5-7 мм. Якщо зазор виявиться менше 5 мм, можуть виникати часті контакти башмака з рейкою, особливо при проходженні стрілочних переводів. Це може призвести до пошкодження башмака.

Слід зазначити, що гальмування за допомогою ЛВГ реалізується без зношення башмака, що робить вихорострумове концепцію особливо важливою для високошвидкісного руху. ЛВГ як пристрій, що працює без зношування, може використовуватися для службового гальмування. Він у широких межах дозволяє регулювати силу опору руху рухомого складу шляхом плавної зміни сили струму в котушках гальмового башмака.

На поїздах ICE3 застосовують ЛВГ разом з дисковими та електродинамічними гальмами. При цьому в поєднанні з цими гальмами ЛВГ здатне майже повністю розвантажити систему пневматичного гальмування, за рахунок чого зношення гальмових накладок дискових гальм знижується на 33-45%. Зменшення зношування гальмових накладок пояснюється тим, що "основними" гальмами на поїздах ICE3 є ЛВГ та електродинамічне гальмо. Дискове гальмо застосовується тільки на швидкостях до 50 км/год, а також у випадках, коли гальмова сила, яка реалізується ЛВГ та електродинамічним гальмом, недостатня.

Випробування ЛВГ, яке проводилось протягом декількох років на поїзді ICE3, показали таке:

- гальмова сила поїзда залишається відносно постійною, у тому числі під час руху з високою швидкістю;
- температура рейок підвищується пропорційно гальмовій силі та не залежить від швидкості руху;
- працюючи без витрати сил тертя (а отже, і без зношування), вихорострумове гальмо може використовуватися для службового гальмування, зменшуючи знос елементів дискового гальма.

Високошвидкісний поїзд ICE3 є першим у світі серійним високошвидкісним рухомим складом залізниць Німеччини, який обладнаний лінійним вихорострумівим гальмом.

Підтримуючі (немоторні) візки кожного вагона ICE3 разом з дисковим гальмом оснащені також ЛВГ, яке складається з двох

башмаків з електромагнітами довжиною по 1540 мм і розташованих по обидва боки візка. Кожний з башмаків має у своєму складі вісім електромагнітів. Башмаки з'єднані двома поперечними зв'язками, які фіксують їх положення над головками рейок.

Башмаки змонтовані в інтегральних балках, кінці яких з'єднані з несучими консолями візка. Інтегральні балки можуть переміщатися як у верхнє, так і нижнє положення, залежно від стану, у якому перебуває ЛВГ. При цьому в нижньому (гальмовому) положенні башмаки впливають на спеціальні упори, які встановлені на рамі візка. Ці упори передають гальмове зусилля на візок і далі на кузов.

У відпущеному стані гальмові башмаки ЛВГ за допомогою стисненого повітря, яке подається в спеціальні пневматичні балони, піднімаються в неробочій стан. Для того щоб перевести їх у робочий (гальмовий) стан, скидають тиск у балонах, і гальмові башмаки опускаються вниз під дією власної ваги.

У режимі нормальної експлуатації електромагніти ЛВГ одержують живлення від спеціального перетворювача. Однак його робота може здійснюватися і від тягових електродвигунів, які працюють при гальмуванні в генераторному режимі.

У кожному причіпному вагоні поїзда ІСЕЗ усі підтримуючі (немоторні) візки мають чотири гальмових башмаки, які з'єднані послідовно. Від перетворювача на це коло подається імпульсна напруга величиною 2400 В. Схема живлення ЛВГ поїзда ІСЕЗ наведена на рис. 9.18.

У поїзді ІСЕЗ, який складається з восьми вагонів, передбачено чотири однакові схеми живлення ЛВГ. При цьому кожний причіпний (немоторний) вагон з'єднаний із сусіднім моторним, від якого він одержує живлення для свого ЛВГ.

Якщо раптом зникне напруга в контактній мережі, чотири тягових електродвигуни кожного моторного вагона можуть забезпечити в гальмовому режимі потужність 4×500 кВт і живити напругою всі чотири башмаки ЛВГ закріпленого за ним причіпного (немоторного) вагона.

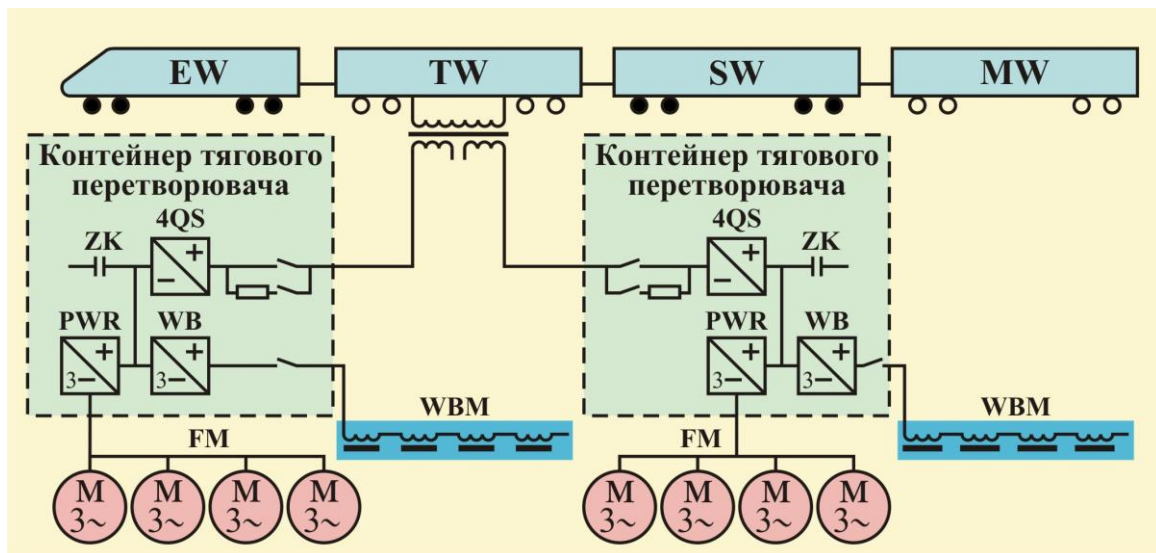


Рис. 9.18. Схема електропостачання ЛВГ поїзда ICE3: EW - головний вагон; TW - трансформаторний вагон; SW - вагон з перетворювачем; MW - проміжний вагон; 4QS - чотириквADRантний регулятор тягового перетворювача; ZK - конденсаторна батарея проміжної ланки; PWR - імпульсний тяговий інвертор; WB - регулятор, який живить вихорострумове гальмо; FM - тягові електродвигуни; WBM - електромагніти ЛВГ.

9.5. Аеродинамічні (спойлерні) гальма

Аеродинамічне гальмо призначене для створення додаткового повітряного опору руху рухомого складу [34]. Цей повітряний опір можуть створювати спеціальні спойлерні конструкції, які встановлюються за встановленими межами обрису кузова поїзда (від англ. spoiler - псувати).

Як приклад можна навести японський високошвидкісний поїзд Fastech 360S (рис. 9.19). Він оснащений спойлерними аеродинамічними гальмами, що здалеку за своїм виглядом нагадують вуха кота (через це поїзд Fastech 360S одразу одержав прізвисько "синкансен з котячими вухами").

Основними гальмами поїзда Fastech 360S є електродинамічні (рекуперативні) гальма, якими обладнані всі моторні вагони та пневматичні фрикційні дискові гальма у всіх інших вагонах. Для екстреного гальмування при максимальній швидкості руху 360 км/год застосовані додаткові спойлерні

аеродинамічні гальма. Вони являють собою спеціальні металеві щити, які в неробочому стані ховаються в кузовах вагонів.

Якщо виникне потреба негайно зменшити швидкість при землетрусі або якій-небудь іншій надзвичайній ситуації, закріплені на осі щити повертаються на ній за допомогою пневматичного привода та висуваються над дахом вагона через щілини в обшивці кузова не виходячи за обриси габариту рухомого складу. У результаті цього спойлерні щити створюють додатковий аеродинамічний опір руху поїзда. Конструкція спойлерних щитів забезпечує їх необхідну жорсткість під час аеродинамічного гальмування поїзда.



а)



б)

Рис. 9.19. Японський високошвидкісний поїзд Fastech 360S:
а - загальний вигляд поїзда з висунутими спойлерними гальмами;
б - конструкція спойлерного гальмового щита.

Встановлено, що спойлерні гальма ефективні при швидкостях руху вище 250 км/год. При менших швидкостях їхня ефективність різко зменшується. Тому спойлерні гальма на високошвидкісних поїздах використовуються тільки при екстремому гальмуванні.

Контрольні питання

1. Для чого призначені гальмові пристрої на високошвидкісних поїздах?
2. Які види гальмувань застосовують під час руху високошвидкісного поїзда?

3. Як класифікуються гальма швидкісних і високошвидкісних поїздів за способом створення гальмової сили?
4. Чому фрикційне гальмо, у якого спеціальні колодки з метою створення опору руху притискаються до поверхні кочення колеса колісної пари, непридатне для високошвидкісних поїздів?
5. Дискові гальма високошвидкісних поїздів і їх особливості.
6. Основні вузли дискових гальм високошвидкісних поїздів?
7. З якими пристроями обов'язково поєднується робота дискових гальм для кращого зчеплення коліс із рейками?
8. Якого виду механізм для створення гальмової сили використовується в дискових гальмах?
9. Які варіанти конструкції дискових гальм щодо їх розташування на колісній парі застосовуються на високошвидкісних поїздах?
10. У яких випадках на колісній парі розташовуються накладні гальмові диски безпосередньо на її колесі?
11. Які основні вузли включає в себе дискове гальмо?
12. Як здійснюється робота дискового гальма при розташуванні гальмових дисків на осі колісної пари?
13. До чого кріпиться кліщовий механізм із пневматичним приводом (гальмовий блок)?
14. За рахунок чого забезпечується рівномірний знос колодок дискового гальма?
15. Які особливості дискового гальма німецької фірми Knorr-Bremse?
16. У чому полягають особливості дискового гальма виробництва фірми DAKO (Чехія)?
17. Які застосовуються типи гальмових дисків за їх охолодженням?
18. Який принцип дії та конструкція магніторейкового гальма?
19. На які види (за принципом дії) поділяються магніторейкові гальма?
20. Для якого режиму гальмування призначені електромагнітні рейкові гальма?
21. Як визначається сила притягання башмака до рейки в електромагнітному гальмі?

22. Як працює магніторейкове гальмо з постійними магнітами?

23. Який принцип дії вихорострумowego гальма?

24. Для чого потрібен зазор між башмаком і рейкою у вихорострумowego гальмі?

25. Від чого живиться лінійне вихорострумове гальмо на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ?

26. Разом із якими видами гальм застосовується лінійне вихорострумове гальмо на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ?

27. Скільки електричних схем живлення лінійного вихорострумowego гальма застосовується на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ?

28. Від чого може житися лінійне вихорострумове гальмо на високошвидкісному поїзді ІСЕЗ, якщо раптом зникне напруга в контактній мережі?

29. У чому полягає принцип дії аеродинамічних (спойлерних) гальм?

30. На яких швидкостях найбільш ефективні аеродинамічні (спойлерні) гальма?

10. ОБСТАВИНИ ТА ПРИЧИНИ КАТАСТРОФ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

10.1. Катастрофа високошвидкісного поїзда ICE1

У 1998 р. сталася катастрофа німецького високошвидкісного поїзда ICE1 [16]. У результаті цієї трагедії відразу загинуло понад 100 люд. і ще 88 дістали поранення. За кількістю жертв ця катастрофа стала величезною трагічною подією в історії високошвидкісних поїздів не тільки в Німеччині, а й у всьому світі.

Обставини цієї події такі. У середині 1998 р. високошвидкісний поїзд ICE1 № 884 Wilhelm Conrad Röntgen на швидкості 200 км/год прямував за маршрутом Мюнхен – Гамбург.

О 10 год 56 хв ранку в шести кілометрах від залізничної станції Ешеде на 55-му кілометрі цієї магістралі в першому причіпному вагоні на 3-й колісній парі за напрямком руху стався розрив бандажа, який злетів із колеса, розігнувся, пробив підлогу вагона та застряг між кріслами одного з рядків пасажирського салону (рис. 10.1 а).

Пасажири в салоні почули сильний гуркіт і побачили між кріслами шматок металу, який стирчав між сидіннями. Один із пасажирів побіг шукати кондуктора, який на цей час знаходився в третьому вагоні. Відповідно до існуючого порядку, що був установлений залізничною компанією Deutsche Bahn, щоб задіяти стоп-кран, кондуктор повинен особисто переконатися в необхідності його застосування. Поки кондуктор проходив із третього вагона в перший, поїзд продовжував прямувати, не збавляючи швидкості зі зруйнованою колісною парою.

Між цим великий шматок зламаного бандажа (який зовні теж стирчав із кузова вагона) поступово почав псувати елементи рейкової колії. Поїзд із пошкодженою колісною парою проїхав ще шість кілометрів, поки через 3 хв. не досягнув колійних з'їздів, які знаходилися поблизу станції Ешеде. При під'їзді до станції Ешеде й проходженні по пошерстному стрілочному переводу № 23 шматок зламаного бандажа підчепив і вирвав контррейку, яка від

удару миттєво проткнула підлогу другого тамбура першого причіпного вагона та застрягла в його стелі (рис. 10.1 б).

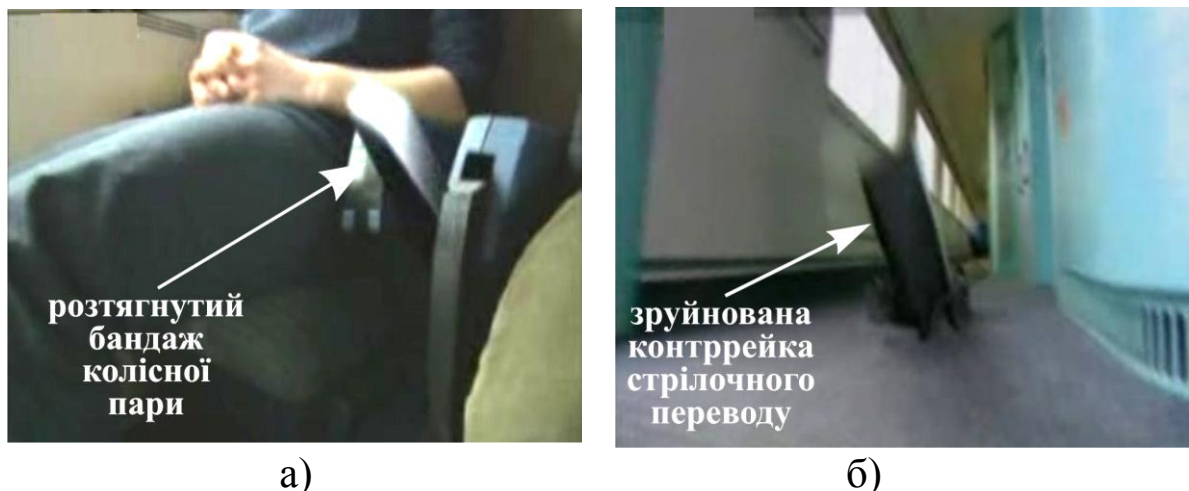


Рис. 10.1. Розтягнутий шматок бандажа колісної пари, що пробив підлогу біля пасажирського крісла в салоні (а) і шматок контррейки стрілочного переводу, який пробив підлогу другого тамбура першого вагона (б).

Крім того, під час проходження стрілочного переводу № 23 одне з коліс, що зійшло з рейок, ударило по його гостряку й викликало переведення стрілки на бокову колію. Четвертий причіпний вагон поїзда ще встигнув проскочити цю стрілку за прямим напрямком. Але другий візок п'ятого причіпного вагона розпочав свій рух уже на бокову колію, тоді як перший візок цього ж вагона ще прямував по головній колії. У результаті цього п'ятий причіпний вагон розвернуло та винесло поперек двох колій. Менш ніж за секунду на швидкості 198 км/год він своїм боком вривався в залізобетонну опору автомобільного моста, який розташовувався у двох метрах від бокової колії станції. П'ятий причіпний вагон, який підпирився ззаду масою інших вагонів, повністю зніс цю опору (рис. 10.2). Тут з'явилися перші жертви. Цим вагоном були вбиті двоє працівників, які стояли поряд із колією та перед цим виконували колійні роботи. Втративши свою опору, основний прогін автомобільного моста відразу ж упав своєю масою (200 т) на п'ятий та інші вагони поїзда.



а)



б)

Рис. 10.2. Рух розвернутого своїм боком п'ятого вагона поїзда до опори моста (а) і зламаний гостряк стрілочного переводу № 23 (б).

Момент руху розвернутого п'ятого вагона поїзда, що зійшов із рейок, зафіксувала відеокамера, яка була встановлена безпосередньо на опорі моста.

Надалі від значного поздовжнього зусилля відбувся розрив автозчепів у поїзді та роз'єдналась гальмова магістраль, що призвело до спрацьовування екстреного гальмування. Головний моторний вагон за інерцією проїхав ще два кілометри, поки не зупинився. Перші три причіпні вагони, які роз'єдналися від поїзда, теж продовжували за інерцією рухатися ще декілька сот метрів. За щасливою випадковістю жоден із пасажирів цих трьох вагонів не постраждав. Четвертий причіпний вагон встиг проскочити під мостом, який руйнувався, однак злетів з укосу та, перевернувшись, врізався в дерева. П'ятий вагон, на жаль, повністю виявився під зруйнованим мостом. Після цього решта вагонів поїзда почала зигзагоподібно (гармошкою) складатися один з одним перед зруйнованим мостом. Основні етапи цієї катастрофи наведені на рис. 10.3.

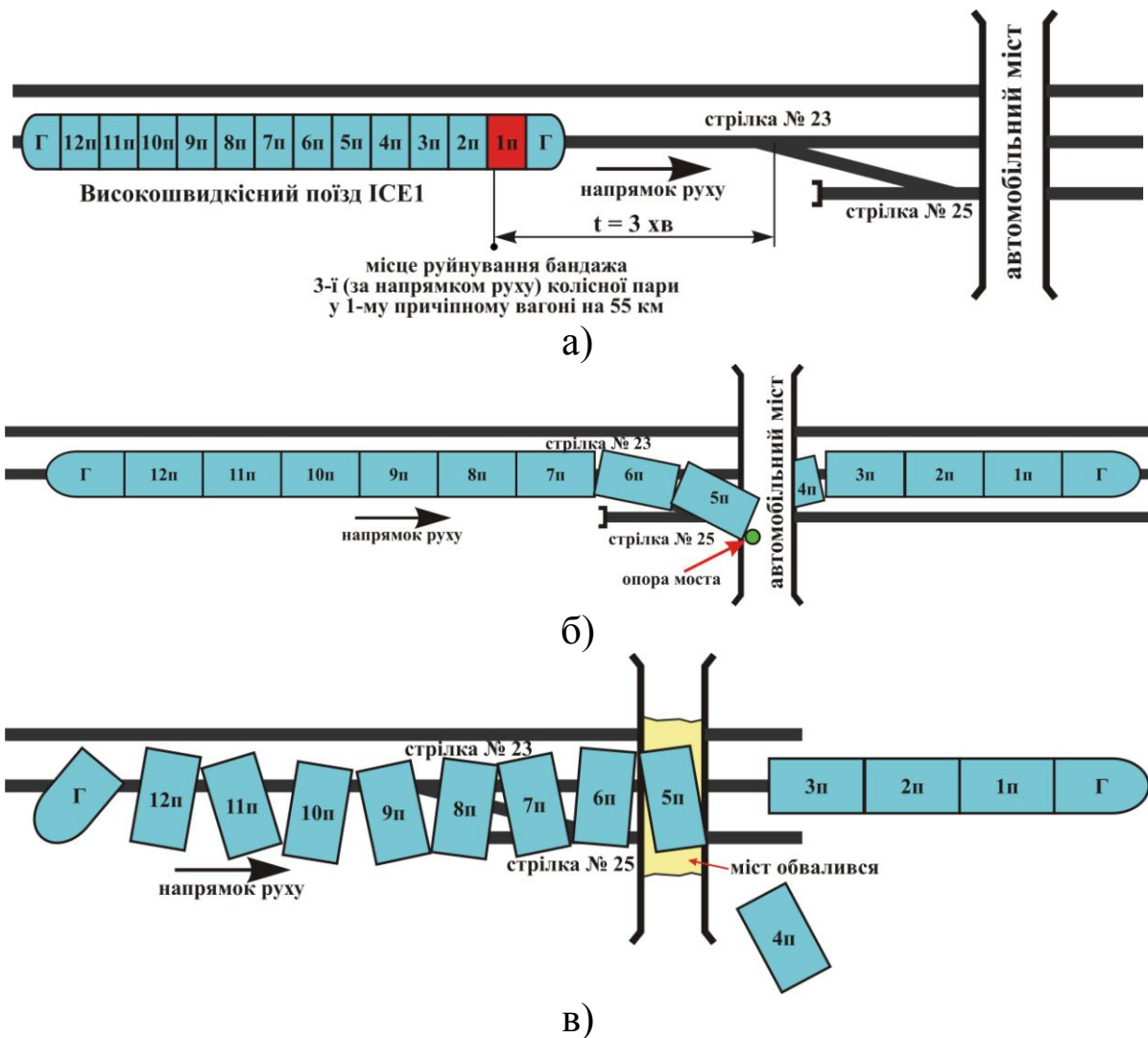


Рис. 10.3. Основні етапи розвитку катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1: а – момент руйнування бандажа колісної пари в першому причіпному вагоні; б – момент зіткнення поїзда з опорою автомобільного моста; в – обрушення автомобільного моста на поїзд.

Технічною експертизою, яка відразу була проведена після катастрофи, було виявлене, що основною причиною катастрофи під час руху високошвидкісного поїзда ICE1 слід вважати несправність його екіпажної частини, а саме руйнування бандажа колеса третьої колісної пари в першого (за ходом поїзда) причіпного вагона, що й призвело до таких трагічних наслідків.

Слід зазначити, що при створенні поїзда ICE1 конструктори (для покращення динаміки руху та зменшення вібрації) прийняли нестандартне рішення - обладнати його екіпажну частину

амортизованими колісними парами з гумовими прокладками (рис. 10.4). За своєю конструкцією аналогічні колісні пари широко застосовуються в трамваях міського транспорту.

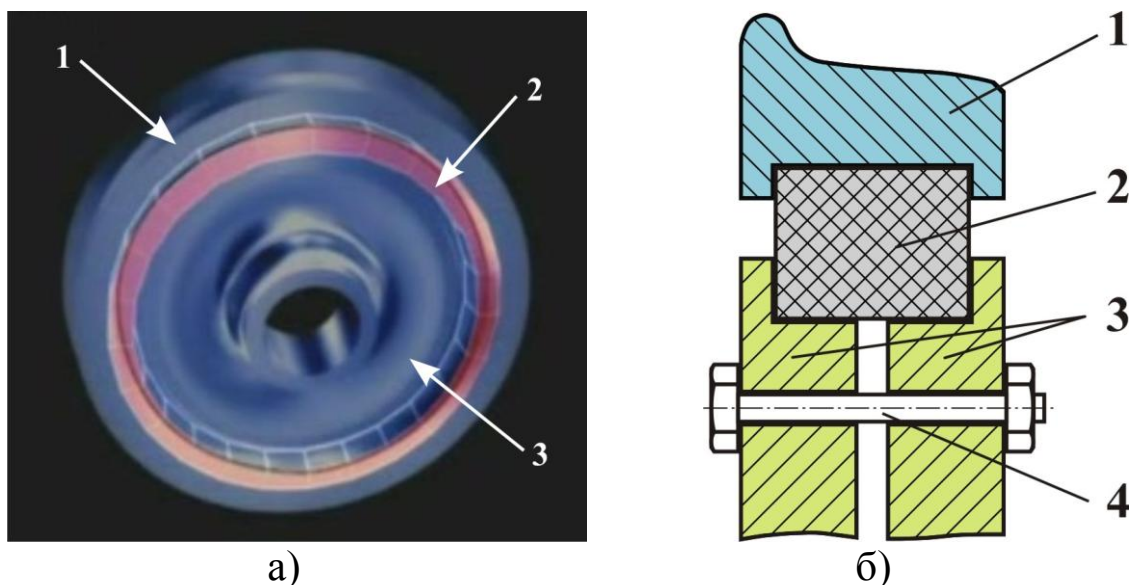


Рис. 10.4. Зовнішній вигляд колеса з гумовою прокладкою (а) і переріз його конструкції (б): 1 – бандаж; 2 – гумова амортизуюча прокладка; 3 – стягуючі шайби; 4 – кріпильні болти.

Однак при цьому конструктори, на жаль, не врахували важливу особливість, яка полягає в наступному. Швидкість руху трамваїв на порядок менше й на них не впливають такі зусилля, які виникають під час руху високошвидкісного поїзда. Тому на трамваях ці колеса працюють дуже надійно. Крім того, під час експлуатації поїзда ICE1 співробітники вагона-ресторану неодноразово скаржилися працівникам компанії Deutsche Bahn на підвищений рівень вібрації в салоні (із чашок і фужерів під час руху проливалася кава та інші напої). Однак відповідальні працівники Deutsche Bahn тоді не надали цьому факту належної уваги.

Послідовність розвитку (основні стадії) дефекту бандажа колісної пари першого причіпного вагона наведені на рис. 10.5.

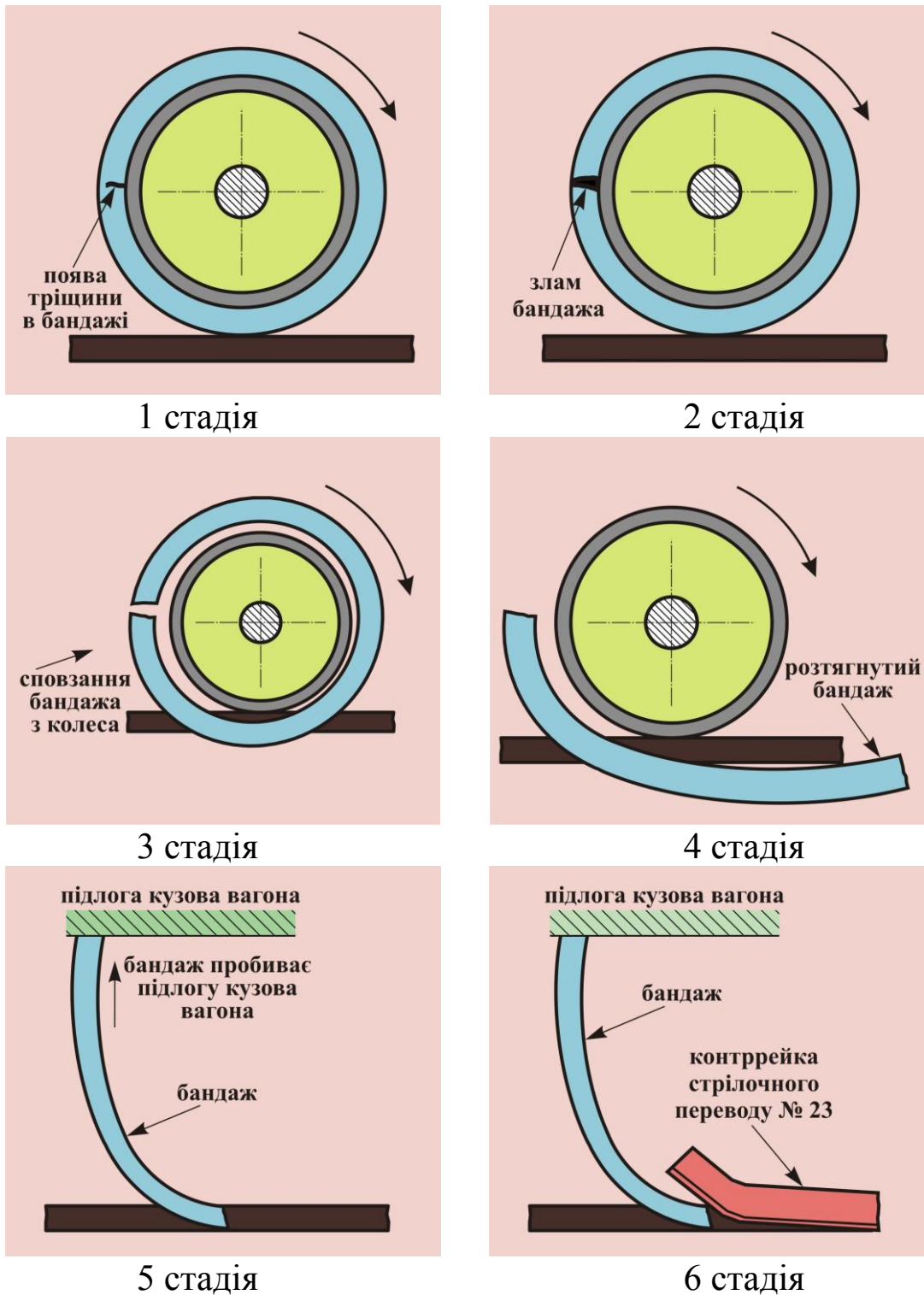


Рис. 10.5. Послідовність появи та подальший розвиток дефекту бандажа колісної пари в першому причіпному вагоні поїзда.

Після катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1 було проведено моделювання роботи такого амортизованого колеса на ПЕОМ і встановлено, що його бандаж (під час руху на великих

швидкостях) у невеликих межах постійно деформується за рахунок знакоперіодичної зміни радіальних зусиль у вертикальному та горизонтальному напрямках. Виявлено також, що це у свою чергу може створювати появу на бандажі колеса незначних втомлених тріщин, які дедалі можуть отримувати свій розвиток і призводити до його розриву. Наслідки цієї катастрофи наведені на рис. 10.6.



Рис. 10.6. Наслідки катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1 біля станції Ешеде.

Відповідальні особи, які розслідували катастрофу з високошвидкісним поїздом ICE1, виявили цілу чергу порушень і встановили при цьому злочинну халатність працівників компанії Deutsche Bahn, що призвела до цієї трагедії. Безпосередньо вона проявилася в наступному.

1. Був відсутній порядок і технологія екстреної зупинки поїзда в надзвичайних ситуаціях. Дійсно, як може один кондуктор на весь поїзд, що складається з 12 вагонів, визначити і прийняти своє рішення про його зупинку в аварійному випадку. У салонах вагонів також були відсутні відповідні пам'ятки для пасажирів із необхідним регламентом їх дій у нестандартних ситуаціях.

2. Під час проведення планових технічних обслуговувань недбало й халатно виконувався огляд і перевірка колісних пар високошвидкісних поїздів. Особливо це стосувалося виконання контролю поверхні бандажа на предмет виявлення втомлених тріщин та інших його дефектів. Були відсутні сучасні засоби діагностування відповідальних вузлів колісних пар, що не надавало можливості повною мірою визначати їх технічний стан.

За наслідками катастрофи з високошвидкісним поїздом ICE1 компанією Deutsche Bahn було прийняте рішення в подальшому повністю замінити амортизовані колісні пари на суцільні на всіх високошвидкісних поїздах.

10.2. Катастрофи високошвидкісних поїздів в інших країнах

За період з 1983 по 2015 рр. при експлуатації французьких високошвидкісних поїздів TGV не зафіксовано жодного випадку масової загибелі людей при сході з рейок і зіткненнях на великій швидкості. Три рази за цей період поїзда з пасажирами сходили з рейок на швидкості понад 270 км/год, але при цьому жоден пасажирський вагон не перекинувся. Багато в чому це є заслугою напівтвердої системи зчепів і надійності екіпажної частини цього високошвидкісного рухомого складу. Втім трагічні випадки не раз відбувалися при експлуатації поїздів TGV [16].

Так, у 1992 р. поїзд TGV зійшов із рейок на швидкості 270 км/год. Причиною аварії стало екстрене гальмування, яке автоматично спрацювало і викликало блокування коліс. У результаті цього один із візків зійшов з рейок на стрілці при в'їзді на станцію. Ніхто з пасажирів не постраждав.

У червні 2000 р. поїзд Eurostar, який рухався з Парижу до Лондона, зійшов із рейок на швидкості 250 км/год у регіоні Північ — Па-де-Кале біля станції Кроїсілье (рис. 10.7).

Причиною сходу з рейок стало руйнування тягової передачі переднього головного вагона поїзда. Було визначено, що під час руху поїзда зруйнувалася тягова муфта "Трипод" і почала ушкоджувати екіпажну частину, деталі якої почали падати на колію. У результаті з рейок зійшли чотири візки, однак усі вагони залишилися цілими. Сім пасажирів одержали легкі травми. Усього в поїзді знаходився 501 пасажир.



Рис. 10.7. Схід із рейок поїзда Eurostar.

28 вересня 1988 р. поїзд TGV зіткнувся на переїзді з вантажівкою, яка перевозила 70-тонний трансформатор. Водій вантажівки вирішив зрізати дорогу через переїзд, який, за існуючими правилами, він не мав права перетинати. У результаті зіткнення на швидкості 210 км/год головний вагон був повністю знищений (рис. 10.8). У цій події загинуло дві людини (водій поїзда та пасажир), а ще 60 одержали поранення. Після катастрофи весь поїзд був списаний, а обставини трагедії потім урахувалися при проведенні дослідних випробувань його на міцність.

21 грудня 1993 р. високошвидкісний поїзд TGV, що рухався до Парижу, зійшов із рейок на швидкості 300 км/год (рис. 10.9). Незадовго до цього дощі розмили залізничне полотно, і на поверхні відкрилася вирва від снаряду, що залишилася ще із часів першої світової війни та яку не помітили при будівництві. З рейок зійшли передній головний і чотири пасажирських вагони, але жоден з них не перекинувся. Одна людина одержала легких поранень.



Рис. 10.8. Високошвидкісний поїзд TGV після зіткнення з вантажівкою.



Рис. 10.9. Схід із рейок поїзда TGV 21 грудня 1993 р.

У 1997 р. високошвидкісний поїзд TGV зіткнувся на швидкості 130 км/год з 80-тонним асфальтним катком, який застряг на переїзді (рис. 10.10). Кабіна водія поїзда переднього вагона була повністю зім'ята. Два пасажирських вагони зійшли з рейок, але не перевернулися. У цій події постраждало семеро людей (у тому числі загинув водій поїзда).

31 жовтня 2001 р. високошвидкісний поїзд TGV зійшов із рейок на швидкості 130 км/год (рис. 10.11). Усі десять вагонів просто зійшли з рейок, і тільки задній моторний вагон перекинувся на бік. Причиною аварії стала зламана рейка. Ніхто з пасажирів не постраждав.

30 січня 2003 р. високошвидкісний поїзд TGV зіткнувся з вантажною автомобільною хурою на переїзді. Передній головний вагон одержав значних пошкоджень і один з його візків зійшов із рейок. Постраждав водій поїзда.



Рис. 10.10. Високошвидкісний поїзд TGV після зіткнення з 80-тонним асфальтним котком/

Через численні випадки зіткнень на залізничних переїздах французькою державною компанією SNCF надалі було ухвалене рішення прибрати переїзди на всіх ділянках, де працюють високошвидкісні поїзди TGV.

Крім того були зафіксовані випадки загибелі людей при спробі заскочити в поїзд, який уже рухався (zareєстровано два випадки).

Незначні аварії траплялися також під час виконання маневрових робіт щодо перестановки поїзда. У цих випадках причиною були помилки диспетчерів.

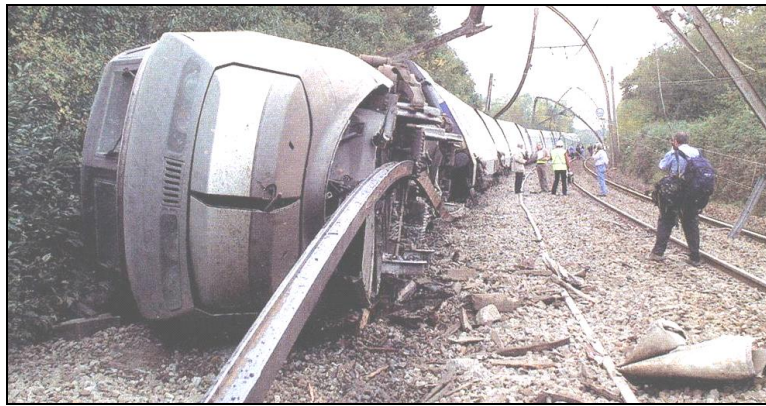


Рис. 10.11. Катастрофа поїзда TGV при швидкості 130 км/год.

14 листопада 2015 р. поблизу комуни Екверсайм (Ельзас, Франція) на новій швидкісній ділянці Париж-Страсбург, яка є частиною магістралі LGV Est, сталася катастрофа поїзда TGV Duplex (рис. 10.12). У результаті цієї події загинуло 10 людей і близько 60 постраждало. Під час катастрофи в поїзді знаходився не тільки технічний персонал SNCF, але й четверо дітей.



Рис. 10.12. Катастрофа TGV Duplex поблизу комуни Екверсайм.

Цей поїзд здійснював поїздки по ділянці з метою її обкатки та перевірки технічних параметрів. До цієї катастрофи жодна з подій із високошвидкісними поїздами TGV, які раніше відбувалися у Франції, не мали настільки серйозних наслідків. Поїзд рухався з заходу на схід. Схід із рейок стався в кривій до віадука над каналом Марна-Рейн. На момент сходу, відповідно до показань водія поїзда, швидкість складала 176 км/год. Ця швидкість не перевищувала максимальну, встановлену для даної ділянки колії. Після сходу головний вагон вдарився об парапет

віадука і загорівся. Інші вагони впали в міжколійний простір або за інерцією проскочили відразу в канал. 23 червня 2011 р. в китайській провінції Чжецзян зіткнулися два високошвидкісних поїзди. У результаті 35 людей загинули (серед них двоє іноземних громадян) і більше 200 одержали поранення (рис. 10.13).



Рис. 10.13. Наслідки катастрофи високошвидкісних поїздів у Китаї.

Катастрофа сталась о 20 год 34 хв за пекінським часом біля міста Венчжоу. Поїзд D3115, що рухався за маршрутом Ханчжоу-Фучжоу, зробив змушену зупинку на перегоні, після того як у нього вдарила блискавка. У результаті вимикання електрики він зупинився. У цей час у нього урізався більш легкий поїзд D301, який рухався відразу за ним і прямувавший із Пекіна до Фучжоу. У результаті зіткнення два вагони поїзда, який рухався першим, і чотири вагони поїзда, що рухався за ним, після сходу з рейок упали з моста висотою 30 м.

25 липня 2013 р. в Іспанії сталася катастрофа поїзда Talgo 250, який рухався за маршрутом Мадрид-Фероль (рис. 10.14).

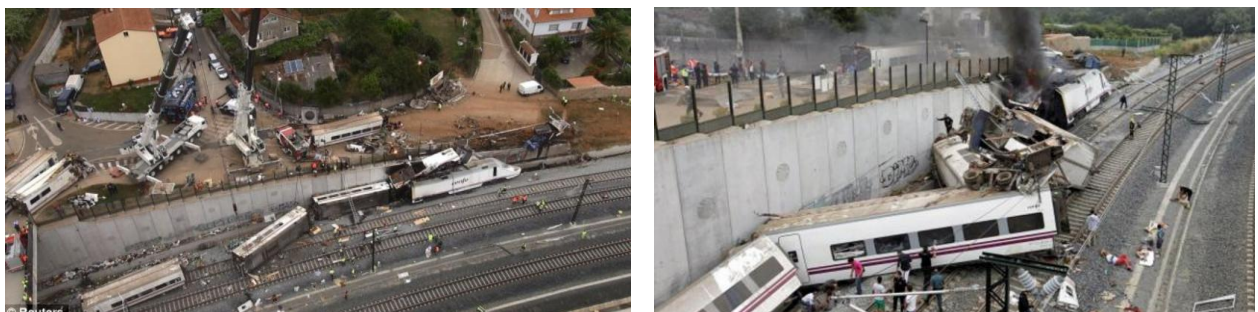


Рис. 10.14. Катастрофа поїзда Talgo 250 в Іспанії.

У кривій ділянці колії сталася катастрофа поїзда. З рейок зійшли всі 13 вагонів поїзда, при цьому 4 вагони перевернулися. Поїзд їхав на такій високій швидкості, що під час катастрофи один із вагонів навіть злетів і опинився на сусідньому з коліями схилі. У деяких вагонах, які перевернулися, розпочалася пожежа.

Водій поїзда, який потрапив у катастрофу, визнав на допиті, що катастрофа відбулася винятково через його помилку. Він також підтвердив, що поїзд був технічно справний, а залізнична колія була в нормальному стані. Водій також розповів у суді, що на повороті, де поїзд зійшов із рейок, він рухався зі швидкістю 190 км/год замість дозволених 80 км/год. При цьому він пояснив, що втратив контроль над тим, що відбувалось, і не знав, на якій ділянці колії він знаходився. А коли усвідомив небезпеку та натиснув на гальма, було вже пізно. Пасажирський поїзд зійшов із рейок у районі міста Сантьяго-де-Компостела. У результаті катастрофи загинули 79 людей і більше 170 одержали поранення. Водію поїзда було пред'явлене обвинувачення в ненавмисному вбивстві.

Контрольні питання

1. Коли сталася катастрофа високошвидкісного поїзда ICE1 у Німеччині?

2. Що стало причиною катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1?

3. Які, за конструкцією, колісні пари були встановлені на високошвидкісному поїзді ICE1, що потрапив у катастрофу?

4. Внаслідок чого п'ятий вагон високошвидкісного поїзда ICE1 врізався в опору моста біля станції Ешеде?

5. Які основні етапи розвитку катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1?

6. У чому полягала послідовність появи та подальший розвиток дефекту бандажа колісної пари в першому причіпному вагоні високошвидкісного поїзда ICE1?

7. Що стало причиною появи втомлених тріщин на поверхні бандажа колісної пари високошвидкісного поїзда ICE1?

8. Які висновки були зроблені за наслідками катастрофи високошвидкісного поїзда ICE1?
9. Які катастрофи сталися за час експлуатації французьких високошвидкісних поїздів TGV?
10. У результаті чого стався схід із рейок поїзда Eurostar у 2000 р?
11. Які наслідки та причини катастрофи TGV Duplex поблизу комуни Екверсайм?
12. Що стало причиною катастрофи високошвидкісних поїздів у Китаї у 2011 р.?
13. Які наслідки катастрофи поїзда Talgo 250 в Іспанії у 2013 р.?
14. Які наслідки катастроф високошвидкісних поїздів TGV на залізничних переїздах?
15. Яка причина може призвести до появи тріщин на бандажі колісної пари високошвидкісного поїзда?
16. Яких основних заходів необхідно вживати, щоб забезпечити безпеку руху високошвидкісних поїздів?
17. Як впливає надійність вузлів екіпажної частини високошвидкісних поїздів на безпеку їх руху?

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. AGV – высокоскоростной электропоезд нового поколения [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 10. – С. 15 – 18.
2. TGV – 30 лет [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 11. – С. 9 – 13.
3. TGV – скоростной французский электропоезд [Электронный ресурс] // Железные дороги России и мира. – Режим доступа: <http://www.1520mm.ru/superTrain/tgv.phtml/> – Загл. с экрана.
4. Аветикян, А.Л. Высокоскоростное движение: достижения, проблемы, перспективы [Текст] / А.Л. Аветикян // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 9. – С. 74 – 79.
5. Андрющенко, А.А. Асинхронный тяговый привод локомотивов [Текст] / А.А. Андрющенко, Ю.В. Бабков, А.А. Зарифьян. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2013. – 413 с.
6. Анисимов, П.С. Высокоскоростные железнодорожные магистрали и пассажирские поезда [Текст]: монография / П.С. Анисимов, А.А. Иванов. – М.: ФГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2011. – 542 с.
7. Асадченко, В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст] / В.Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с.
8. Бабаев, А.М. Вихретоковые тормоза рельсового транспорта [Текст] / А.М. Бабаев, А.С. Смирнов // Техника железных дорог. – 2015. – № 4(32). – С. 50 – 53.
9. Бабаєв, А.М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць [Текст] / А.М. Бабаєв, Д.В. Дмитрієв. – К.: ДЕТУТ, 2007. – 176 с.
10. Баранов, В.А. Особенности конструкции электропоезда "Аллегро" [Текст] / В.А. Баранов, Н.А. Сергеев // Локомотив. – 2012. – № 3(663). – С. 40 – 43.
11. Беляев, А.И. Как устранить преждевременный износ бандажей подвижного состава [Текст] / А.И. Беляев, Ю.В. Емельянов, В.Л. Шишакин // Железнодорожный транспорт. – 1997. – № 7. – С. 38 – 41.

12. Беляев, И.А. Взаимодействие токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения [Текст] / И.А. Беляев. – М.: Транспорт, 1988. – 160 с.
13. Бесценная, О.В. Тормоза для высокоскоростного подвижного состава [Текст] / О.В. Бесценная, А.В. Казаринов // Труды ВНИИЖТ. – 1991. – С. 34 - 41.
14. Бирюков, И.В. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
15. Будущее европейских высокоскоростных сообщений [Текст] // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 12 – 14.
16. Википедия. Крушения поездов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://wikipedia.org/wiki/список_крушений_поездов/ – Загл. с экрана.
17. Вольдек, А.И. Электрические машины. Машины переменного тока [Текст] / А.И. Вольдек, В.В. Попов. – СПб.: Питер, 2008. – 350 с.
18. Высокоскоростной поезд Zefiro [Текст] // Железные дороги мира. – 2006. – № 4. – С. 17 – 27.
19. Высокоскоростной электропоезд AVE S103 [Текст] // Железные дороги мира. – 2003. – № 6. – С. 28 – 34.
20. Высокоскоростные железнодорожные сообщения: достижения и проблемы [Текст] // Железные дороги мира. – 2001. – № 2. – С. 5 – 9.
21. Высокоскоростные пассажирские сообщения в Северо-Западной Европе [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 6. – С. 19 – 21.
22. Галай, Э.И. Тормозные системы железнодорожного транспорта. Конструкция тормозного оборудования [Текст] / Э.И. Галай, Е.Э. Галай. – Гомель: БелГУТ, 2010. – 315 с.
23. Глушко, М.И. Развитие тормозных средств подвижного состава [Текст] / М.И. Глушко. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2009. – 208 с.
24. Голубенко, А.Л. Математическое моделирование процесса поглощения энергии в резиновых амортизаторах [Текст] / А.Л. Голубенко, А.С. Петров, Я.В. Боженко // Вісник

Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2002. – № 5(52). – С. 6 – 11.

25. Горбунов, Н.И. Научное обоснование принятия решений при совершенствовании железнодорожной техники [Текст]: монография / Н.И. Горбунов. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2002. – 112 с.

26. Грунтов, К.П. Концепция скоростного движения [Текст] / К.П. Грунтов // Железнодорожный транспорт. – 1998. – № 11. – С. 11 – 13.

27. Гуткин, Л.В. Тяговые параметры и характеристики высокоскоростных электропоездов [Текст] / Л.В. Гуткин, Д.М. Самарец // Вестник ВНИИЖТ. – 1992. – № 4. – С.18 – 22.

28. Гуткин, Л.В. Электропоезд ЭР200 [Текст] / Л.В. Гуткин, Ю.Н. Дымант, И.А. Иванов. – М.: Транспорт, 1981. – 192 с.

29. Двухэтажные высокоскоростные поезда TGV Duplex [Текст] // Железные дороги мира. – 2010. – № 4. – С. 24 – 31.

30. Ермишкин, И.А. Конструкция электроподвижного состава [Текст] / И.А. Ермишкин. - М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2015. – 376 с.

31. Железные дороги Европы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.raileurope.com/us/point to point/](http://www.raileurope.com/us/point%20to%20point/) – Загл. с экрана.

32. Карпычев, В.А. Устранение клинового износа фрикционных накладок в клещевом механизме тормозного блока дискового тормоза для железнодорожного транспорта [Текст] / В.А. Карпычев, В.Я. Солодилов, А.А. Курочкин, А.А. Мошков // Научно-технический вестник Поволжья. – 2013 – № 4. – С. 181 – 185.

33. Киселев, И.П. Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс. [Текст] / И.П. Киселев. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2014. – Т.1 – 308 с.

34. Киселев, И.П. Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс. [Текст] / И.П. Киселев. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2014. – Т.2 – 372 с.

35. Киселев, И.П. Высокоскоростные поезда мира [Текст] / И.П. Киселев. – М.: Транспорт, 2002. – 40 с.
36. Киселев, И.П. Краткий обзор истории европейских высокоскоростных поездов [Текст] / И.П. Киселев // Железные дороги мира. – 2006. – № 1. – С. 18 – 41.
37. Ковалев, В.И. Скоростной и высокоскоростной железнодорожный транспорт [Текст] / В.И. Ковалев. – СПб.: Инф. центр "Выбор", 2001. – 367 с.
38. Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм (конструкція, технічне обслуговування та ремонт) [Текст]: Підруч. для навч. закл. залізнич. трансп. та фахівців залізнич. трансп. / С.В. Панченко, А.О. Каграманян, І.Д. Борзілов, І.Є. Мартинов. – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 316 с.
39. Колесные пары для высокоскоростных поездов [Текст] // Железные дороги мира. – 2007. – № 8. – С. 64 – 68.
40. Корниенко, В.В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт [Текст] / В.В. Корниенко, В.И. Омеляненко. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – 159 с.
41. Коруд, В.І. Електротехніка [Текст] / В.І. Коруд. – Львів: Магнолія плюс, видавець СПД ФО В.М. Піча, 2005. – 447 с.
42. Лакот, Ф. Французский опыт создания высокоскоростных магистралей [Текст] / Ф. Лакот // Инженер путей сообщения. – 1998. – № 2. – С. 24 – 25.
43. Лансьен, Р. Аэродинамика высокоскоростного движения в тоннелях [Текст] / Р. Лансьен // Железные дороги мира. – 1989. – № 5. – С. 26 – 33.
44. Мазнев, А.С. Конструкция и динамика электрического подвижного состава [Текст] / А.С. Мазнев, А.М. Евстафьев. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2013. – 248 с.
45. Маслиев, В.Г. Особенности динамики рельсовых экипажей с устройствами для радиальной установки колесных пар в кривых [Текст] / В.Г. Маслиев // Механіка та машинобудування. – Харків: ХДПУ, 1999. – № 1. – С.161 – 165.
46. Михальченко, Г.С. Теория и конструкция локомотивов [Текст] / Г.С. Михальченко, В.Н. Кашников, В.С. Коссов. – М.: Маршрут, 2006. – 584 с.

47. Мямлин, С.В. Совершенствование конструкции ходовых частей локомотивов [Текст] / С.В. Мямлин, Л.А. Недужая // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – 2013. – Вип. 5(47). – С. 124 – 136.

48. Ниччи, А. Высокоскоростные линии Италии [Текст] / А. Ниччи // Железные дороги мира. – 2002. – № 8. – С. 17 – 19.

49. Обслуживание пассажиров на железных дорогах Франции [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 12. – С. 26 – 29.

50. Омеляненко, В.И. К вопросу расчета мощности тягового привода скоростного электропоезда [Текст] / В.И. Омеляненко, Б.Г. Любарский, Е.С. Рябов // Механіка та машинобудування. – 2010. - № 1. – С. 38 – 42.

51. Оптимизация аэродинамики высокоскоростных поездов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 9. – С. 42 – 46.

52. Пегов, Д.В. Устройство и эксплуатация высокоскоростного наземного транспорта [Текст] / Д.В.Пегов. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2014. – 267 с.

53. Пехтерев, Ф.С. Повышение скоростей движения [Текст] / Ф.С. Пехтерев // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 7. – С. 10 – 15.

54. Подготовка к вводу новой высокоскоростной линии TGV Est [Текст] // Железные дороги мира. – 2005. – № 5. – С. 23 – 25.

55. Приходько, В.И. Научные основы создания пассажирских вагонов для скоростных перевозок [Текст]: монография / В.И. Приходько, С.В. Мямлин. – Днепропетровск: Изд-во Маковецкий, 2011. – 356 с.

56. Проблемы и перспективы высокоскоростных сообщений [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 2. – С. 18 – 31.

57. Проекты новых высокоскоростных линий во Франции [Текст] // Железные дороги мира. – 2004. – № 3. – С. 24 – 25.

58. Производство колес для высокоскоростного подвижного состава [Текст] // Железные дороги мира. – 2008. – № 11. – С. 75 – 78.

59. Развитие высокоскоростного движения в Германии [Текст] // Железные дороги мира. – 2009. – № 4. – С. 21 – 25.

60. Развитие скоростного и высокоскоростного движения. [Текст] // Локомотив. – 2003. – № 4. – С. 5 – 7.
61. Розенфельд, В.Е. Теория электрической тяги [Текст] / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров, М.И. Озеров. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.
62. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту гидравлических и фрикционных гасителей колебаний пассажирских вагонов [Текст] / Совет по железнодорожному транспорту государств – участников содружества. – Варшава, 2014. – 179 с.
63. Сазонов, С.Л. Скоростные железные дороги КНР. История развития [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.china.org.cn/business/> – Загл. с экрана.
64. Сен-Желен, Р. Высокоскоростные газотурбинные поезда [Текст] / Р. Сен-Желен // Железнодорожный транспорт. – 1973. – № 7. – С. 84 – 88.
65. Синхронные тяговые двигатели с возбуждением от постоянных магнитов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 6. – С. 38 – 42.
66. Снижение износа пути при активном управлении колесной парой при помощи системы ARC [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 6. – С. 49 – 52.
67. Сравнение концепций высокоскоростных поездов Европы [Текст] // Железные дороги мира. – 2004. – № 9. – С. 32 – 38.
68. Тележка моторного головного вагона высокоскоростного поезда AVE [Текст] // Железные дороги мира. – 2010. – № 1. – С. 54 – 60.
69. Ткаченко, В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей [Текст] / В.П. Ткаченко. – Луганск: ВУГУ им. В. Даля, 1996. – 200 с.
70. Троицкий, Л.Ф. Высокоскоростные сообщения: Гонка за скоростью [Текст] / Л.Ф. Троицкий // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 4. – С. 75 – 77.
71. Трофимович, В.В. Динамика электроподвижного состава [Текст] / В.В. Трофимович. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2007. – 120 с.

72. Трофимович, В.В. Механическая часть высокоскоростного электрического транспорта [Текст] / В.В. Трофимович. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2013. – 135 с.

73. Трофимович, В.В. Механическая часть электроподвижного состава [Текст] / В.В.Трофимович. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2006. – 100 с.

74. Филиппов, В.Н. Тележки пассажирских вагонов. Этапы развития конструкции [Текст] / В.Н. Филиппов, И.В. Козлов, Т.Г. Курькина. – М.: МИИТ, 2013. – 64 с.

75. Циглер, В. Desiro RUS – перспективный пригородный электропоезд [Текст] / В. Циглер, Р. Манглер // Железные дороги мира. – 2012. – № 4. – С. 44 – 51.

76. Чичинадзе, А.В. Оценка режима работы пары трения фрикционного тормоза нового высокоскоростного железнодорожного подвижного состава на стадии проектирования [Текст] / А.В. Чичинадзе, А.Г. Гинзбург, В.Д. Кожемякина // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 1992. – № 6. – С. 29 – 41.

77. Чурков, Н.А. Влияние воздушной среды на поезд [Текст] / Н.А. Чурков, А.А. Битюцкий, В.А. Кручек // Известия ПГУПС. – 2013. – Вып. 2. – С. 20 – 26.

78. Шеффель, Х. Радиально устанавливающиеся колесные пары электровозов [Текст] / Х. Шеффель // Железные дороги мира. – 1989. – № 2. – С. 74 – 76.

79. Ширяев, А.В. Электропоезд Velaro RUS "Сапсан" [Текст] / А.В. Ширяев, А.Ю. Слизов // Вестник ВЭЛНИИ. – 2010. – № 2. – С. 50 – 56.

80. Щербаков, В.Г. Тяговые электрические машины [Текст] / В.Г. Щербаков, А.Д. Петрушина. – М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2016. – 641 с.

81. Machefert-Tassin, Y. L'avenir du rail chinois se fera-t-il sans roues? Ou sans nous? (Le Transrapid de Shanghai pres de Pudong) // Chemins de fer. – 2003. – № 482. – P. 46 – 47.

82. Machefert-Tassin, Y. Différents aspects de la LGV britannique // Chemins de fer. – 2003. – № 482. – P. 14 – 17.

83. Manuel, J. Estrade Panades das spanische Hochleistungsbahnnetz im 21. Jahrhundert // Der Eisenbahningenier. – 2002. – № 10. – P. 46 – 56.

84. Porcher, J. Eurailspeed Madrid L'Alta Velocidad Espanola croit et se multiplie // Chemins de fer. – 2002. – № 477. – P. 13-17.

85. Wikipedia. New electric trains of Russia [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.railrussia.com/rus/point to point/](http://www.railrussia.com/rus/point_to_point/) – Загл. с экрана.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	3
ВСТУП.....	4
1. ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ШВИДКІСНОГО І ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХУ.....	5
1.1. Використання електричної тяги для швидкісного і високошвидкісного руху.....	5
1.2. Технічні характеристики та інженерні рішення під час створення високошвидкісних залізниць.....	7
1.3. Загальні особливості схемних конструктивних рішень екіпажної частини високошвидкісного рухомого складу.....	14
2. ТЯГОВІ ВЛАСТИВОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ.....	18
2.1. Особливості тягових характеристик високошвидкісних поїздів.....	18
2.2. Коефіцієнт зчеплення коліс з рейками високошвидкісних поїздів.....	23
2.3. Характер сил опору руху та їх дія на високошвидкісний рухомий склад.....	27
3. ВИСОКОШВИДКІСНІ ПОЇЗДИ СВІТУ І ЇХ ОСОБЛИВОСТІ.....	41
3.1. Високошвидкісні поїзди французьких залізниць.....	41
3.2. Високошвидкісний рух у Німеччині.....	48
3.2.1. Основні характеристики високошвидкісного руху.....	48
3.2.2. Концепція сімейства високошвидкісних поїздів ICE.....	49
3.3. Високошвидкісний транспорт Японії.....	53
3.3.1. Загальні характеристики.....	53
3.3.2. Концепція поїздів Синкансен.....	55
3.4. Високошвидкісні поїзди Італії.....	61
3.5. Високошвидкісний рух у Великобританії.....	70
3.6. Іспанські високошвидкісні поїзди.....	78
3.6.1. Характеристика залізниць Іспанії.....	78
3.6.2. Високошвидкісний рухомий склад Іспанії.....	84
3.7. Швидкісні поїзди Америки.....	94
3.7.1. Основні передумови створення швидкісного руху в США.....	94

3.7.2. Пасажирський рухомий склад США.....	96
3.8. Високошвидкісні поїзди Китаю.....	104
3.9. Високошвидкісні поїзди Росії.....	112
3.10. Швидкісні поїзди України.....	127
4. ЕКІПАЖНІ ЧАСТИНИ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ.....	137
4.1. Екіпажна частина французьких поїздів TGV.....	137
4.1.1. Візки поїздів TGV.....	137
4.1.2. Тяговий привод.....	141
4.1.3. Ресорне підвішування.....	145
4.2. Екіпажна частина німецьких поїздів ICE.....	149
4.3. Екіпажна частина японських поїздів Синкансен.....	158
4.4. Екіпажна частина італійських високошвидкісних поїздів.....	170
4.5. Екіпажна частина іспанських високошвидкісних поїздів.....	173
4.6. Екіпажна частина високошвидкісних поїздів Росії.....	181
4.7. Екіпажна частина українських швидкісних поїздів.....	194
4.7.1. Електропоїзди Hyundai Rotem (HRCS2).....	194
4.7.2. Електропоїзди EJ 675.....	203
5. РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ І МЕТОДИ ЙОГО РОЗРАХУНКУ.....	211
5.1. Призначення та особливості ресорного підвішування.....	211
5.2. Пружини та їх розрахунок.....	216
5.3. Гідравлічні гасники коливань.....	224
5.4. Гумометалеві елементи і їх розрахунок.....	230
5.5. Пневматичні ресори та їх розрахунок.....	236
6. ВІЗКИ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ.....	243
6.1. Загальні поняття і особливості конструкції візків.....	243
6.2. Буксові вузли.....	245
6.3. Колісні пари.....	251
6.4. Радіальне устанавлення колісних пар у кривих Ділянках колії.....	256
6.5. Покращення передачі тягового зусилля на швидкісних локомотивах.....	262
7. ТЯГОВІ ПРИВОДИ ТА ЇХ ОСОБЛИВІСТЬ.....	262

7.1. Класифікація тягових приводів.....	274
7.2. Схемні та конструктивні особливості тягових муфт.....	281
7.3. Умови роботи тягових передач і критерії оцінювання їхніх динамічних якостей.....	286
8. ТЯГОВІ ЕЛЕКТРОДВИГУНИ.....	295
9. ГАЛЬМОВЕ ОБЛАДНАННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ.....	310
9.1. Загальні відомості.....	310
9.2. Дискові гальма та їх особливість.....	311
9.3. Магніторейкові гальма.....	321
9.4. Вихорострумове гальмо.....	328
9.5. Аеродинамічні (спойлерні) гальма.....	333
10. ОБСТАВИНИ ТА ПРИЧИНИ КАТАСТРОФ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ.....	337
10.1. Катастрофа високошвидкісного поїзда ICE1.....	337
10.2. Катастрофи високошвидкісних поїздів в інших країнах.....	344
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	352