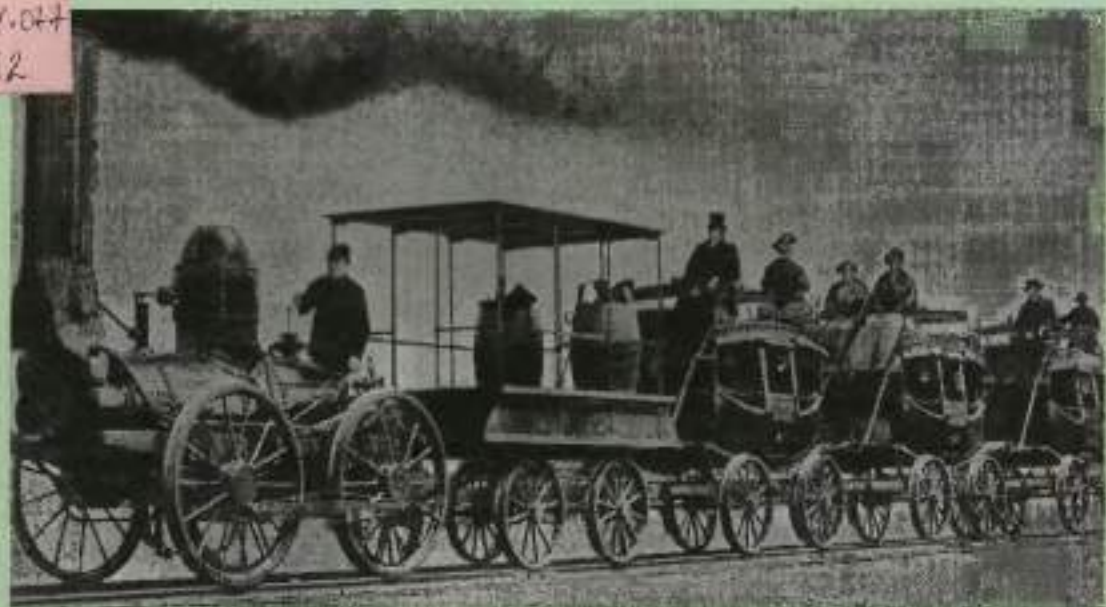


629.4.047
Б12



А.М. Бабаєв,

Д.В. Дмитрієв

**ПРИНЦИП ДІЇ, РОЗРАХУНКИ ТА
ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМ
РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ**



Знайдені помилки

Сторінка	Місце	Надруковано	Має бути
31	14-й рядок знизу	рис. 5.2,а	рис. 2.2,а
42	4-й рядок зверху	рис. 3.2	рис. 3.1
44	12-й рядок зверху	поступовим	поступальним
49	ліворуч на рис. 4.3	важків	важків
61	4-й рядок знизу	рис. 4.10	рис. 4.12
67	5-й рядок зверху	металеваий	металевий
69	1-а колонка табл. 4.5	за ГОСТ 2105	стандартний
70	написи на рис. 4.16 та рис. 4.17	за ГОСТ 2105	стандартні
81	1-а колонка табл. 5.4	(ГОСТ 6921)	стандартний
81	примітка до табл. 5.4	0,19 Н/см ²	0,19 кН/см ²
83	2-й рядок зверху	кН/мм ²	кН/см ²
88	5-я комірка знизу 1-ї колонки табл. 4.5	кочення та	кочення
148	1-а колонка табл. 7.1	рис. 2.5	рис. 2.6

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ

Державний економіко-технологічний університет транспорту

Дніпропетровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна

Бабасв А. М., Дмитрієв Д. В.

**ПРИНЦИП ДІЇ, РОЗРАХУНКИ ТА
ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМ
РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ**

НТБ ДНТУ



000833779

ВУЛ

*Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів*

2007

833 479

УДК 629.4.077-592 (075.8)

ББК 39.26873

Б12

Б12 Бабася А. М., Дмитрієв Д. В.

Принципи дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: Навч. посіб./ Під заг. ред. Д. В. Дмитрієва. – Київ: ДЕТУТ, 2007. – 176 с.; іл. – Бібліогр.: с. 163-166.

ISBN 978-966-2197-03-7

Викладено базові відомості щодо гальм залізничного рухомого складу. Розглянуто класифікацію гальм. Особливу увагу приділено елементам пневматичної та механічної частини тискового фрикційного гальма. Викладено огляд перспективних гальм швидкісного рухомого складу. Поведено основи відомості з експлуатації гальм.

Посібник містить значну кількість прикладів щодо розрахунка гальм, з яких головні: типовий розрахунок гальма однієї рухомого складу; розрахунок довжини гальмової путі поїзда (локомотива); теоретичні розрахунки газ- та термодинамічних процесів у гальмових приладах; розрахунки відносно до західноєвропейських норм.

Посібник призначений для студентів вищих навчальних закладів залізничного профілю третього і четвертого рівня акредитації та може бути використаний інженерно-технічним працівником-залізничником.

Іл. 70, табл. 22, бібліогр.: 68+22 назв.

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор Голозко В. Ф. (Українська державна академія залізничного транспорту, м. Харків)

доктор технічних наук, професор Богомяз Г. І. (Інститут технічної механіки НАНУ та НКАУ, м. Дніпропетровськ)

доктор технічних наук, професор Бубнов В. М. (ТОВ Головне спеціалізоване конструкторське бюро вагонобудування, м. Маріуполь)

Посібник написали:

к.т.н., доц. А. М. Бабаєв – п.п.2.1, 2.2, 2.4.2, гл.3 (окрім п.3.1), п.п.4.4.1, 4.5.1, 5.1.1, 5.5., 5.6, 6.2-6.4, 7.1, контрольні питання, додаток Б;

к.т.н., с.н.с. Д. В. Дмитрієв – гл.1, п.п.2.3, 2.4.1, 3.1, 4.1-4.3, 4.4.2, 4.4.3, 4.5.2, 5.1.2, 5.1.3, 5.2-5.4, 6.1, 6.5, 6.6, 7.2, 7.3, контрольні питання, додатки, предметний покажчик.

Гриф наданий Міністерством освіти і науки України

(лист № 1.4/18-Г-1348 від 01 серпня 2007 року)

Рекомендовано до друку Вченими радами:

Київського університету економіки і технологій транспорту

(протокол №9 від 12 червня 2007 року)

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту

імені академіка В. Лазаряна (протокол №13 від 25 червня 2007 року)

ББК39.26873

© Бабася А. М., Дмитрієв Д. В., 2007 (текст)

© Дмитрієв Д. В., 2007 (ілюстрації, верстка)

© ДЕТУТ, 2007 (видавця)

ISBN 978-966-2197-03-7

НАЦІОНАЛЬНА БІБЛІОТЕКА
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

ЗМІСТ

Передмова	5
1 БАЗОВІ ПОНЯТТЯ	7
1.1 Етапи розвитку гальм залізниць колій 1520 (1524) мм	7
1.2 Визначення та значення гальм	9
1.3 Головні складові типового гальмового обладнання	10
1.4 Класифікація гальм рейкового транспорту	12
1.4.1 Невтоматичне прямодіюче гальмо	16
1.4.2 Автоматичне непрямодіюче гальмо	17
1.4.3 Автоматичне прямодіюче гальмо	19
1.4.4 Електропневматичне гальмо	20
1.5 Головні вимоги Укрзалізничці щодо гальм	21
2 СХЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	23
2.1 Електровіз ДСЗ	23
2.2 Електропоїзд ЕР200	27
2.3 Пасажирські вагони локомотивної тяги	32
2.3.1 Типова схема	32
2.3.2 Схема командного типу	33
2.3.3 Схеми вагонів RIC	35
2.4 Вантажні вагони	36
2.4.1 Типова схема	36
2.4.2 Посадження гальм систем СНД та UIC в одному поїзді	38
3 СХЕМИ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМ	40
3.1 Пасажирські поїзди локомотивної тяги	40
3.2 Електро- та дизельпоїзди	42
3.3 Вантажні поїзди	43
4 ГАЛЬМОВІ ВАЖІЛЬНІ ПЕРЕДАЧІ	44
4.1 Загальні відомості	44
4.2 Передаточне число	45
4.3 Приводи гвинтових авторегуляторів	50
4.4 Устрій гальмових важільних передач	52
4.4.1 Електровіз ДСЗ	52
4.4.2 Пасажирські вагони	53
4.4.3 Вантажні вагони	59
4.5 Гальмові колодки	66
4.5.1 Типи колодок та їх порівняння	66
4.5.2 Коефіцієнти тертя	69
5 РОЗРАХУНКИ ГАЛЬМ	71
5.1 Гальмові сили поїзда	71
5.1.1 Утворення гальмової сили механічних гальм	71
5.1.2 Повна та типова гальмові сили поїзда	73
5.1.3 Взаємодія сил під час гальмування	74

5.2 Типовий розрахунок гальма	77
5.3 Оцінка ефективності гальма	83
5.3.1 Спосіб натурних експериментів	84
5.3.2 Рекомендації щодо застосування номограм	84
5.3.3 Методика розрахунку гальмової путі	85
5.4 Газо- та термодинамічні розрахунки	92
5.4.1 Базові поняття	92
5.4.2 Розрахункові формули	94
5.4.3 Приклади розв'язування задач	98
5.5 Розрахунки гальм за нормами UIC	103
5.5.1 Гальмові нормативи UIC	103
5.5.2 Гальмові параметри вагонів СНД за нормами UIC	107
5.5.3 Приклади розрахунків	109
5.6 Подовжні зусилля у вантажному поїзді при гальмуванні	115
6 ГАЛЬМА ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ	120
6.1 Дискові гальма	120
6.2 Електромагнітні рейкові гальма	126
6.2.1 Конструкції	126
6.2.2 Розрахункові формули	130
6.2.3 Особливості експлуатації	132
6.3 Магніторейкові гальма	133
6.4 Лінійні вихрострумкові гальма	135
6.5 Протизносне та швидкісне регулювання гальмової сили	139
6.5.1 Кінематика колісної пари при гальмуванні	139
6.5.2 Протизносне регулювання	140
6.5.3 Швидкісне регулювання	143
6.6 Підсумкові зауваження	145
7 ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМ	147
7.1 Порядки увімкнення гальм	147
7.2 Випробування та перевірка гальм у поїздах із локомотивною тягою	149
7.2.1 Повне випробування	151
7.2.2 Скорочене випробування	153
7.2.3 Контрольна перевірка гальм	153
7.3 Приклади заповнення довідки форми ВУ-45	154
7.4 Особливості обслуговування гальм взимку	157
8 КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	159
Перелік посилань	163
Рекомендована література	166
Додаток А. Перелік стандартів стосовно гальм	167
Додаток Б. Словник важливих понять	169
Предметний покажчик	173

ПЕРЕДМОВА

Згідно з Правилами технічної експлуатації залізниць України основними обов'язками працівників залізничного транспорту є: задоволення вимог щодо перевезень пасажирів та вантажів при безумовному забезпеченні безпеки руху та збереження вантажів, що перевозяться, ефективного використання технічних засобів, дотримання вимог охорони праці і навколишнього природного середовища.

Гальма є одним з найважливіших елементів рухомого складу, від рівня розвитку якого значною мірою залежать безпека руху поїздів та провозна спроможність залізниць. Гальмове обладнання повинно надійно працювати в достатньо складних експлуатаційних умовах, які визначаються взаємодією вагонів між собою зі значними позовдовжніми зусиллями, сухим тертям гальмових колодок (накладок) із перетворенням механічної енергії в теплову, протіканням складних газодинамічних процесів у приладах та повітропроводах, коченням коліс по рейках на межі зчеплення і т.ін.

Значення автогальмової техніки зростає відповідно до підвищення швидкостей руху та збільшення ваги поїздів. У найближчій перспективі актуальною стане автоматизація обслуговування та експлуатації гальм, до якої відносяться завдання як дистанційного керування гальмами поїзда за допомогою систем його автоматичного ведення, так і діагностування поточного технічного стану гальмового обладнання рухомого складу.

Для успішного розв'язання завдань, що стоять перед гальмобудівниками, потрібно вести поглиблену науково-дослідну роботу, всебічно та критично вивчати відповідний закордонний досвід. Не менш важливим є забезпечення безвідмовної експлуатації наявної автогальмової техніки вітчизняного залізничного рухомого складу, в тому числі в суворих метеоумовах та на маршрутах складного профілю колій.

Особлива відповідальність у вирішенні зазначених питань припадає на випускників вищих навчальних закладів залізничного профілю. Даний посібник покликано допомогти студентам опанувати устрій та дію, основи експлуатації та обслуговування залізничних гальм. Навчальні дисципліни, які пов'язано з вивченням гальмової техніки та технології, потребують попередньої доброї підготовки студента за напрямками фізики, теоретичної та прикладної механіки, матеріалознавства та електротехніки.

У посібнику викладено основи в париті залізничних гальм і розглянуто:

- класифікацію гальм рухомого складу та основні схеми їх втілення;
 - пневматичну та механічну частини гальм з усіма основними їх складовими;
 - гальма швидкісного рухомого складу;
 - головні питання з експлуатації гальм.
- Посібник містить методику розрахунків з числовими прикладами, серед яких:
- перевірючий та проєктний типові розрахунки гальма одиниці рухомого складу;
 - розрахунок довжини гальмової путі поїзда (локомотива);
 - теоретичні розрахунки газо- та термодинамічних процесів у гальмових приладах;
 - розрахунки гальм відповідно до західноєвропейських норм.

Згалом, приклади розв'язаних задач містяться у таких підрозділах та пунктах: 4.2 – 2 приклади; 4.4.2, 4.4.3, 5.1, 5.2 та 5.3.3 – по одному прикладу; 5.4.3 – 9 прикладів; 5.5.3 – 5 прикладів; 5.6 – 1 приклад і 7.3 – 2 приклади.

Викладення матеріалу посібника завершено контрольними питаннями з усіх розглянутих тем. У Додатку А наведено перелік стандартів щодо гальм, які чинні в Україні, а у Додатку Б – базова залізнична термінологія стосовно гальм.

Основні скорочення, що прийняті у посібнику:

- ГВП - гальмова важільна передача (важільний механізм);
- ГМ - гальмова магістраль або гальмова мережа (повітропровод);
- ГР - головний резервуар;
- ГЦ - гальмовий циліндр;
- ЕПГ - електропневматичне гальмо (або гальмування);
- ЕПКА - електропневмоклапан автостопа (прилад);
- ЕПР - електроповітроподільник (прилад);
- ЕГ - екстрене гальмування;
- ЗР - запасний резервуар;
- ЗрР - зрівняльний резервуар;
- ІРП - Інструкція з руху поїздів і маневровій роботі на залізницях України;
- ІСИ - Інструкція з сигналізації на залізницях України;
- КДГ - кран допоміжного гальма (на локомотиві);
- ККД - коефіцієнт корисної дії;
- КМ - поїзний кран машиніста;
- МВРС - моторвагонний рухомий склад;
- МДГ - магістраль допоміжного гальма (інакше – імпульсна магістраль);
- МЖ - магістраль живлення (інакше – ПМ – постачальна мережа);
- ПГ - пневматичне гальмо (або гальмування);
- ПР - повітророзподільник (прилад);
- ПСТ - повне службове гальмування;
- ПТЕ - Правила технічної експлуатації залізниць України;
- ПТО - пункт технічного обслуговування;
- ПЮ - протяз (пристрій);
- УЗ - Державна адміністрація залізничного транспорту України (Укрзалізниця);
- RIC - it. Regolamento Internazionale Carrozze (промовляється „ріц“) – Міжнародна

спілка з пасажирських та багажних вагонів;

RIV - it. Regolamento Internazionale Veicoli (промовляється „рів“) – Міжнародна спілка з вантажних вагонів;

UIC - фр. Union Internationale des Chemins de fer (промовляється „уіц“) – Міжнародна спілка залізниць.

Вітчизняна залізнична термінологія складалася переважно в період колишнього СРСР на російській мові. В цьому не були винятком і гальма [1, 2]. При перекладі термінів з російської автори дотримувалися видань:

а) Великий тлумачний словник сучасної української мови/ Уклад. і голов. ред. В.Т.Бусел. – Ірпінь: ВТФ „Перун“, 2004. – 1440 с.;

б) Новий російсько-український словник-довідник: Близько 100 тис. слів. – К.: Довіра: УНІЦ „Рідна мова“, 1999. – 878 с. – (Б-ка державного службовця. Держ. мова і діалогство).

У посібнику використана вітчизняна залізнична термінологія, яка застосована у Правилах технічної експлуатації залізниць України.

Усі назви продуктів, згадані в цьому навчальному посібнику, з товарними знаками чи зареєстрованими товарними знаками відповідних організацій та фірм.

Автори із вдячністю розглянуть зауваження та пропозиції щодо вдосконалення посібника, які можна надіслати на електронну поштову скриньку e-mail: SystemD@ukr.net, у тому числі з сайту підтримки цього посібника <http://brakes.free.optima.com.ua>.

1 БАЗОВІ ПОНЯТТЯ

1.1 Етапи розвитку гальм залізниць колії 1520 (1524) мм

Українське слово «гальмо» походить від давньонімецького *hamal* (путо для тварин, яким передня нога прив'язувалась до голови); пізніше *gahalmann* стали називати мотузки, якими колеса воза прив'язувались до полудрабка на стоянці аби віз не рушав з місця [3].

Перші гальма, що почали застосовуватися на залізничному рухомому складі, були механічними та дозволяли кондуктору, який знаходився у вагоні, притиснувати колодки до коліс шляхом ручної дії на спеціальний важіль. Патент на перше у світі пневматичне гальмо було видано російському винахіднику О. Мартіну в 1859 р., однак це гальмо не знайшло практичної реалізації. У 1869 р. американський підприємець Дж. Вестінгауз (Westinghouse) отримав патент на незавтоматичне пневматичне прямохідне гальмо, а у 1872 р. – на гальма з автоматичним керуванням. Одноразом з пневматичними гальмами, що діяли на стисненому повітрі, Вестінгаузом розроблялись гальма на розрядженому повітрі, а також електропневматичні гальма (ЕПГ).

Перші дослідні використання автоматичних гальм у Росії було проведено у 1876 р., а практичне застосування автогальм системи Вестінгауза у пасажирських поїздах почалося з 1880 р. У кінці XIX ст. на залізницях колії 1524 мм була наявна значна кількість гальм принципово різних систем. Наприклад, серед автоматичних найбільшого розповсюдження набули гальма систем: Вестінгауза – на стисненому повітрі; Гарді – на розрядженому повітрі та Геберлейна – механічної дії та керування. З метою уніфікації у 1898-1899 рр. під керівництвом генерала проф. М. П. Петрова було проведено натурні порівняльні випробування п'яти відібраних систем гальм. Найкращі результати тоді показало гальмо російського винахідника Липківського. У 1900 р. це гальмо набуло міжнародного визнання, коли на всесвітній виставці у Парижі отримало дві золоті медалі. Однак, талановитий винахідник-одинак Липківський був розорений фінансово значно могутньою фірмою Вестінгауза. А вже через кілька років у експлуатації залізниць колії 1524 мм зросли вимоги, і гальма системи Вестінгауза за своїми характеристиками перетворилися на малоефективні, тому оснащення ними вантажних вагонів припинилося.

Наступний етап розвитку гальм колії 1524 мм співпав з індустріалізацією народного господарства СРСР. Збільшення ваги та довжини вантажних поїздів вимагало нових технічних вирішень. У 1923 р. на МТЗ (рос. Московский тормозной завод, нині – ОАО «Трансмаш») Ф. П. Казанцевим були створені ПР типу «Д», що за своїми характеристиками вигідно вирізнялися від приборів гальм Кунце-Кнорра (Kunze-Knorr) – типових у той час автогальм залізниць колії 1435 мм, якими до 1926 р. було обладнано 30 % вагонів вантажного парку Німеччини та Швеції.

У кінці 20-х років XX ст. на залізницях СРСР було прийнято кодувати кожен з типів приладів залізничного гальмового обладнання **умовними тризначними номерами**. Цей принцип, хоча і з певними доповненнями, зберігся до теперішнього часу.

У 1932 р. в СРСР вперше у світі на електровозі типу Сс-11 постійного струму було запроваджено **рекуперативне електричне гальмування**. При цьому в процесі гальмування тяговими електродвигунами, які працюють у генераторному режимі, виробляється електроенергія, що повертається у контактну мережу. З того часу всі вітчизняні електровози постійного струму випускаються обладнаними рекуперативним гальмом. Пізніше, економічне в експлуатації рекуперативне гальмо було запроваджено і на електровозах змінного струму.

Оснащення вагонних поїздів СРСР автоматичними гальмами розробили І. К. Матросова № М-320 відбулося згідно з наказом Народного комісара шляхів сполучення №172/Ц від 08 липня 1935 р. у плановому порядку в найкоротші у світі терміни (протягом чотирьох місяців): з 01 серпня автогальмова частка складу поїзда встановлювалася не менш ніж 30 %; з 01 вересня – 50 %, а з 01 жовтня – 75 %.

Після Великої Вітчизняної війни повновартість прогресивний розвиток народного господарства СРСР, і нові конструкції ПР вантажного рухомого складу впроваджуються кожне десятиліття: у 1959 р. – ПР №270-002; у 1967 р. – №270-005; у 1978 р. – №483-000; у 1983 р. – №483М, з 2002 р. на ВАТ „Трансмаш” серійно виготовляється ПР №483А, який за своїми технічними характеристиками неперевірено жодним закордонним аналогом. В якості перспективного приладу для вантажних поїздів, що призначені для руху зі швидкостями до 120 км/год, запропоновано ПР №483П, який оснащується перемикачем режимів руху „вантажний/пасажирський”. Для вантажних вагонів нового покоління, що мають конструкційну швидкість руху 140...160 км/год, розроблено блок електропневматичного управління №483ПУЭл. Для можливості сумісної експлуатації у складі одного поїзда гальм вантажних вагонів вітчизняної та західноєвропейської систем на ВАТ „Трансмаш” розроблено ПР №483-КЕ. В останні роки розроблено **поне компанування вантажного ПР** – у розріз магістрального повітропроводу (без трійника та відповідної труби) та допомогою безрізбових трубних з'єднань встановлюється камера-кронштейн №180, на якій поряд розташовані: роз'єднувальний кран, магістральна №483Б та головна №483.400 частини.

Гальма вітчизняного пасажирського рухомого складу розвивалися менш бурхливо. ЕПП застосовується лише з 1948 р. в електропоїздах, а з 1958 р. – у пасажирських із локомотивною тягою. При цьому використовуються ЕПР, відповідно – №305.001 та №305.000. Пневматичні гальма системи Вестінгауза замінюються на створений І. К. Матросовим ПР №292 лише з 1952 р. З 1957 р. на **швидкісних поїздах** сполученням Москва-Ленінград починається експлуатація дискових пневматичних автогальм та електро-магніторейкових гальм. На мережі колії 1520 мм приладі ПР №292 (№292М) та ЕПР №305 задовольняли вимогам експлуатації пасажирських поїздів до останнього часу, коли намітився перехід до більш високих швидкостей руху. Для сумісної експлуатації гальм пасажирських вагонів колії 1520 мм та 1435 мм на ВАТ „Трансмаш” розроблено ПР №483-КЕЭл, що відповідає як сучасним вітчизняним вимогам експлуатації, так і вимогам UIC. У теперішній час для залізниць колії 1520 мм на ВАТ „Трансмаш” розробляється ПР №242 на заміну ПР №292.

Слід відмітити впровадження останнім часом гальмових приладів **блочної конструкції**. На такому принципі розроблено системи управління гальмами перспективного пасажирського рухомого складу РФ: високошвидкісного електропоїзда „Сокол” (конструкційна швидкість руху 250 км/год), метропоїзда „Яуза”, рейкових автобусів. Головним виконавчим вузлом блочної системи є незмінний елемент конструкції одиниць рухомого складу у вигляді плити-кронштейна, який захищено від зовнішнього впливу кожухом. До цього кронштейна підводяться всі необхідні пневматичні та електричні комунікації. Блочна конструкція забезпечує високий рівень уніфікації та ремонтпридатності гальмового обладнання.

Поряд із блочним компануванням на сучасному етапі найширше розробляються та впроваджуються **електронні апаратні засоби керування гальмами та діагностики гальм**, в першу чергу на базі мікропроцесорної техніки. Такий підхід дозволяє ефективно розв'язувати актуальні для залізниць практичні завдання:

- суттєво підвищувати безпеку руху поїздів;
- своєчасно отримувати інформацію про фактичний стан проїздатності як окремих гальмових приладів одиниць рухомого складу, так і гальм усього поїзда в цілому;
- оперативно й об'єктивно виявляти несправності гальм, що скорочує терміни та вартість ремонтних робіт.

Застосування електронних засобів керування та діагностики принципово змінює традиційні способи конструювання та обслуговування гальмових приладів. У відносно короткій перспективі передбачається впровадження електронних систем керування гальмами, як складових системи автоматичного ведення поїзда.

1.2 Визначення та значення гальм

Під час руху поїзда або одиниці рухомого складу вони набувають певної кінетичної енергії. Ця енергія, як відомо, залежить від маси та, у більшій мірі, від швидкості руху. В разі необхідності зменшення швидкості руху чи повної зупинки слід, відповідно, частково або повністю перетворити кінетичну енергію рухомого складу, наприклад, в теплову енергію з наступним розсіюванням останньої у навколишнє середовище. Для вказаного перетворення енергій потрібні спеціальні пристрої.

Пристрої, що призначені для штучного створення сил додаткового та керованого опору руху з метою часткового або повного погашення кінетичної енергії, називають *гальмами*, а сили, які створюють ці пристрої, – *гальмовими силами*.

Створення (а також і збільшення) гальмової сили називається *гальмуванням*, а зворотний процес – *відпусканням гальм*, або просто *відпуском*. Якщо гальмова сила досягла свого найбільшого (для певних умов) значення, то кажуть про *повне службове гальмування*. Повне зняття гальмової сили називається *повним відпуском гальм*. Зазначай гальмову силу можна збільшувати поступово, з витримкою певного досягнутого її рівня, який складає частку найбільшої гальмової сили. Часткове збільшення гальмової сили називається *ступенем гальмування*, а таке гальмування – *ступінчастим*. Витримка певного рівня гальмової сили здійснюється у процесі так званої *перекрипії*, цей термін походить від дієслова *«перекрипити»*. Всі сучасні системи гальмування дозволяють після ступеня гальмування, якщо не досягнуте повне службове гальмування, відповідно до необхідності, виконати або черговий ступінь гальмування, або відпуск гальм, який у свою чергу також може бути ступінчастим або повним.

Зміна машиністом режимів «тяга-гальмування-відпуск» дозволяє змінювати швидкість руху поїзда. Отже, тягові та гальмові пристрої забезпечують *керування рухом поїзда на перегоні*.

Гальма мають визначальне значення для забезпечення безпеки руху рухомого складу, оскільки є її матеріально-технічною основою. Звідси до гальм пред'являються підвищені вимоги стосовно функціонування та надійності.

На рисунку 1.1 в осях «швидкість-потяг» спрощено зображено два випадки руху поїзда (криві *OABC* та *OA'B'C*) на одному й тому ж перегоні з горизонтальною ділянкою колії довжиною *OC*, на якому встановлено обмеження швидкості руху *V_{max}*.

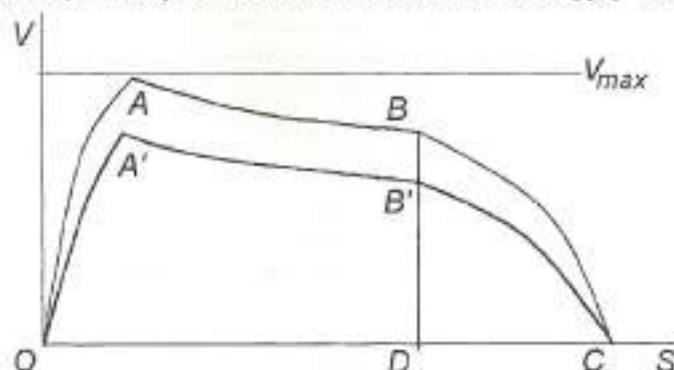


Рисунок 1.1 – Діаграми руху поїзда на перегоні

Криві **OA** та **OA'** умовно відповідають режиму тяги, який характеризується збільшенням швидкості руху поїзда. Криві **AB** та **AB'** відображають режим вибігу (тобто як без тяги, так і без гальмування), на якому швидкість поїзда дещо зменшується внаслідок дії сил опору руху від тертя: у буксах, коліс рухомого складу по рейках тощо. Криві **BC** та **BC'** відображають режим гальмування. Відрізок **DC**, тобто проекція кривих **BC** та **BC'** на вісь шляху **OS**, називається гальмовою путтю і є нормативним параметром, який не можна перевищувати. Крива **BC'** відповідає дії менш ефективних гальм, ніж крива **BC**, оскільки для отримання нормативної гальмової путі швидкість руху в точці **B** була більша, ніж у точці **B'**. Для забезпечення можливості в будь-який час зупинити поїзд у межах нормативної гальмової путі при менш ефективних гальмах потрібно постійно рухатися з меншою швидкістю, а отже і більше часу займати перегін. Таким чином, від ефективності гальм рухомого складу залежить пропускна спроможність залізниць.

1.3 Головні складові гальмового обладнання

Найбільшого розповсюдження у світі набули фрикційні гальма, що діють за допомогою стисненого повітря. За своїм функціональним призначенням гальмове обладнання типової одиниці рухомого складу умовно можна поділити на пневматичне та механічне.

До пневматичної частини гальм відносяться:

- **прилади живлення** гальм стисненим повітрям (компресори або пароповітряні насоси, регулятори тиску компресора або регулятори ходу пароповітряного насоса, запобіжні клапани, зворотні клапани, головні резервуари, масловідділювачі, осушувачі повітря, водоступні крани);

- **прилади керування та контролю** (крани машиніста, крани допоміжного гальма, комбінований кран, кран подвійної тяги, блокувальний пристрій, вимикач управління, пневмоелектричний датчик розриву магістралі, сигналізатор відпуску, манометри, клапани найбільшого тиску, перемикаючі клапани);

- **прилади безпеки** (автостоппи, швидкостеміри, датчик сходження коліс з рейок та ін.);

- **прилади гальмування та відпуску** (повітророзподільники, реле тиску, запасні резервуари, двокамерний резервуар, гальмові циліндри, швидкісні регулятори, протизонні пристрої, авторежими);

- **повітропровід з арматурою** (гальмова магістраль, фільтри, масловідділювачі, з'єднувальні рукава, роз'єднувальні крани, кінцеві крани, випускні клапани, крани екстреного гальмування).

Призначення основних з перерахованих елементів пневматичної частини таке:

- **компресор** – для продукування стисненого повітря;
- **головні резервуари (ГР)** – для акумулювання запасу стисненого повітря, зменшення поштовхів тиску в пневмосистемі від стиснення повітря компресором, охолодження стисненого повітря після компресії та виділення конденсату;
- **регулятор тиску** – для автоматичного вимкнення та виключення компресора при досягненні відповідно нижньої та верхньої заданої межі величини тиску в ГР;
- **запобіжний клапан** – для випуску стисненого повітря до атмосфери із ГР у разі перевищення певної величини тиску, тобто для захисту резервуарів від механічного руйнування;
- **зворотний клапан** – дозволяє прохід повітря через клапан в одному напрямку і унеможливає прохід у зворотному – наприклад, для розвантаження клапанів компресора від дії стисненого повітря з боку ГР;
- **водоступний кран** – для зливу конденсату з ГР;
- **кран машиніста** – головний прилад для керування гальмами поїзда;

- кран допоміжного гальма – для керування гальмами лише самої самохідної одиниці рухомого складу або тільки локомотива (без задіяння гальм вагонів поїзда);
- пневмоелектричний датчик розриву гальмової магістралі (ГМ) – для видачі електричного сигналу на пульт машиніста вантажного локомотива у разі розриву ГМ поїзда або роз'єднання рукавів чи відкритті кінцевого крана;
- сигналізатор відпуску гальм – для видачі електричного сигналу на пульт машиніста моторвагонного рухомого складу в разі відпуску гальм усіх без винятку вагонів поїзда;
- комбінований кран – для від'єднування гальмової магістралі локомотива від ГМ вагонів, а також для екстреного гальмування поїзда;
- блокувальний пристрій – для переключення приладів керування гальмами між робочою та неробочою кабінами локомотива з метою унеможливлення одночасного існування більш ніж одного поста керування гальмами;
- автостоп – для зупинки поїзда у разі втрати машиністом пильності;
- швидкостемір – для постійної реєстрації та запам'ятовування з прив'язкою до часу доби головних параметрів руху поїзда та сигналів локомотивного світлофора;
- повітроподільник (ПР) – для автоматичного перерозподілу стисненого повітря між гальмовою магістраллю, запасним резервуаром та гальмовим циліндром, а також для випуску стисненого повітря з гальмового циліндра до атмосфери;
- запасний резервуар (ЗР) – для накопичення стисненого повітря з метою використання його під час гальмування;
- реле тиску – для повторювання дій основного ПР щодо гальмових циліндрів одиниці рухомого складу, яку технічно неможливо, або економічно нецільово обладшувати додатковим ПР;
- гальмовий циліндр (ГЦ) – силовий пристрій, що перетворює енергію стисненого (або розрядженого) повітря в зосереджене механічне зусилля вздовж свого штока;
- швидкісний регулятор – для автоматичної (як правило ступінчастої) зміни тиску в гальмовому циліндрі під час гальмування у відповідності до поточної швидкості руху одиниці рухомого складу з метою підвищення ефективності гальм, що мають чавунні гальмові колодки;
- протитисний пристрій – для автоматичного регулювання величини тиску в гальмовому циліндрі при гальмуванні залежно від обертання колісної пари з метою недопущення ковзання коліс по рейках;
- авторежим (автоматичний регулятор режимів гальмування) – для автоматичного регулювання величини найбільшого тиску в гальмовому циліндрі при гальмуванні у відповідності до фактичної завантаженості вагона;
- гальмова магістраль – повітропровід для поєднання пневматичного гальмового обладнання одиниць рухомого складу поїзда в єдине ціле;
- роз'єднувальний кран – для відключення гальмового обладнання одиниці рухомого складу;
- кінцевий кран – для відключення гальмового обладнання всіх одиниць рухомого складу, які знаходяться у поїзді від цього крана до хвостової частини (протилежного від локомотива кінці поїзда);
- випускний клапан – для відпуску гальма одиниці рухомого складу вручну в разі потреби;
- кран екстреного гальмування (стоп-кран) – для термінової зупинки поїзда за необхідності.

В цілому пневматична частина слугує для живлення гальм стисненим повітрям та передавання пневматичних сигналів, що забезпечує керування гальмовими пристроями вагонів з локомотива. Перед відправленням поїзда його пневматична система заряджається стисненим повітрям встановленого тиску. На залізницях України звичайний зарядний тиск у гальмовій магістралі локомотива складає: для пасажирських поїздів

0,50...0,52 МПа, для вантажних – 0,53...0,55 МПа. Найменший зарядний тиск встановлено для електропоїздів – 0,45 МПа, а найбільший – для вантажних поїздів, що рухаються на крутих затяжних спусках – 0,62 МПа.

Механічну частину гальма складає гальмова важільна передача (ГВП), елементи якої можуть розміщуватися або лише на візку одиниці рухомого складу (сучасний варіант), або на кузові та візку (типовий варіант). До механічної частини гальма відносяться:

- **гальмовий циліндр**;
- **авторегулятор** виходу штока гальмового циліндра (може бути вбудованим у ГЦ);
- **важільна передача**;
- **вузол тертя** (тріботехнічні пари: гальмові колодки – обід колеса, або гальмові накладкі – гальмовий диск, або гальмовий башмак – рейка).

Призначення основних з перерахованих елементів механічної частини таке:

- **гальмовий циліндр** – для перетворення енергії стисненого (або розрядженого) повітря в механічну роботу по пригніпленню гальмових колодок до колес, або накладок до гальмових дисків, або гальмових башмаків до рейок;

- **авторегулятор** виходу штока ГЦ – для автоматичного зупинювання постійної величини зазору між елементами тріботехнічної пари незалежно від їх зносу;

- **гальмова важільна передача** – кінематичний ланцюг, яким шток ГЦ зв'язано з гальмовими колодками (або накладками), для передачі їм сили з випащем;

- **трібонара** – для перетворення енергії руху рухомого складу в нагрів вузла тертя з подальшим розсіюванням теплової енергії у навколишнє середовище. Елементи пари піддаються інтенсивному механічному зносу, який визначає їх довготривалість.

Механічна частина здійснює використання енергії стисненого повітря для отримання за допомогою гальмового циліндра зосередженої сили з подальшим рівномірним розподілом цієї сили на всі вузли тертя гальма одиниці рухомого складу.

До гальмового обладнання локомотивів входять всі наведені групи пневматичної частини та, переважно, візкова важільна передача. До складу гальмового обладнання вагонів входять повітропровід з арматурою і пристроями гальмування та відпуску, а також важільна передача.

На вітчизняному пасажирському рухомому складі застосовується також і **електропневматичне гальмо (ЕПГ)**, в якому замість ПР з пневматичним керуванням застосовується ЕПР з електричним керуванням. ЕПГ має такі особливі складові:

- **джерело електричного живлення** (генератор, блок живлення або статичний перетворювач);
- **прилади керування** (блок керування, контролер, світловий сигналізатор поточного стану гальма, головний вимикач);
- **електроарматура** (клемні коробки, електричні дроти, з'єднувальні рукава з електроконтактами).

Розроблено дослідні схеми ЕПГ для вантажних поїздів колії 1520 мм. Останнім часом створюються **безроторні ЕПГ** з керуванням по радіоканалу.

1.4 Класифікація гальм рейкового транспорту

За способом дії всі гальмові системи можна поділити на три великі групи:

- **реверсний** – в яких гасіння кінетичної енергії здійснюється шляхом зміни напрямку дії тягового зусилля на зворотний;
- **фрикційні** – що працюють за рахунок тертя між тілом та контртілом;
- **безконтактні** – які призначено переважно для швидкісного рухомого складу та створюють гальмову силу шляхом магнітного поля, що навмисно створюють між рухомих складом (його гальмовими башмаками) та колійною структурою (рейками).

Класифікацію гальм наведено на рисунку 1.2.

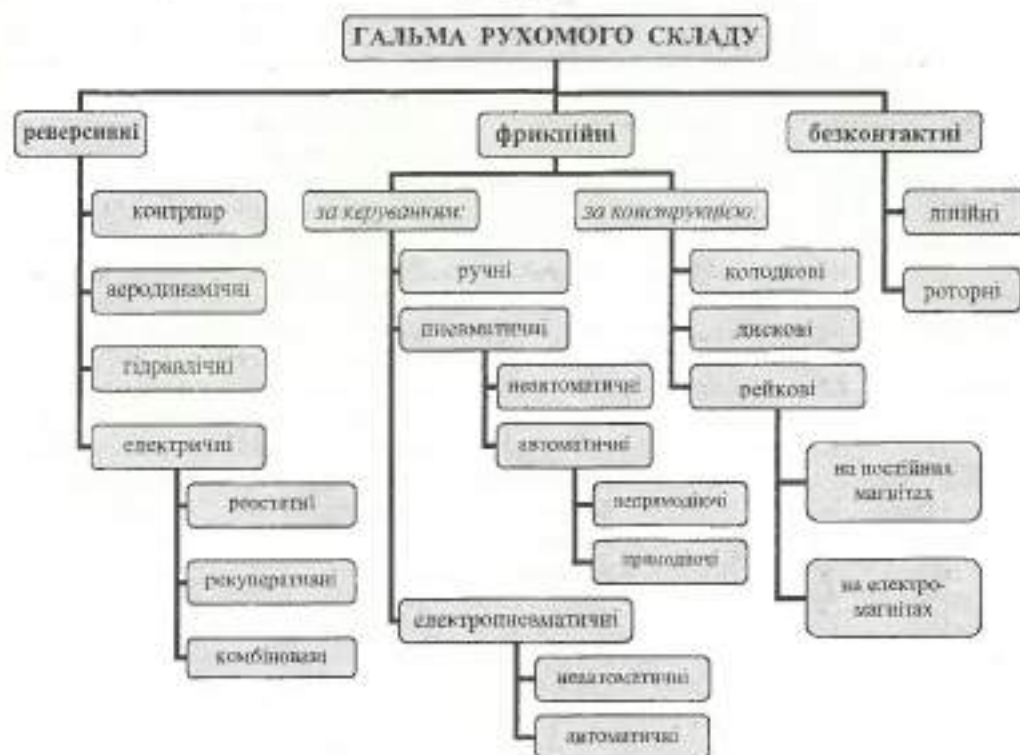


Рисунок 1.2 – Класифікація залізничних гальм

У цьому розділі головна увага приділяється гальмам, що набули найбільшого застосування на залізницях – фрикційним колодковим. Дискові та магніторейкові гальма порівняно з колодковими більш детально розглядаються у розділі 6, який присвячено гальмам швидкісного рухомого складу.

Реверсний гальма за визначенням можуть бути застосовані лише на локомотивах або самохідних одиницях рухомого складу: **контрпар** – на паровозах; **аеродинамічний** – на аеропоездах (що створюють тягове зусилля потоком повітря); **гідравлічний** – на тягових одиницях з механічною або гідравлічною передачею; **електричний** – на тепловозах з електропередачею та електровозах. На вітчизняних залізницях найбільш розповсюдженими локомотивами є тепловози з електричною передачею та електровози, тому серед реверсних переважають електричні види гальмування.

Електричне гальмування полягає в переводі тягових двигунів у генераторний режим, які, через тягову зубчасту передачу, створюють опір обертанню колісних пар локомотива. Серед електричних гальм найбільш простими за конструкцією є **реостатні**, в яких утворювана при гальмуванні електроенергія гаситься потужними резисторами. Ці гальма набули розповсюдження на вітчизняних тепловозах з електропередачею та електровозах старої конструкції. Більш економічним в експлуатації видом електричних гальм є **рекуперативні**, що застосовуються на вітчизняних електровозах. При рекуперативному гальмуванні електроенергія, що утворюється, повертається у контактну мережу. Однак рекуперативне гальмування малоефективне на невисоких швидкостях руху та складно втілюється на електровозах змінного струму. Тому доцільно

використовувати **комбіновані** рекуперативно-реостатні гальма, в яких на високих швидкостях руху працюють рекуперативні гальма, а на низьких – реостатні.

Головний вузол **гідравлічного гальма** називається ретардер і являє собою різновид гідромумфти. Ретардери встановлюють на валах тягових передач рухомого складу або на колісних парах. При потребі гальмувати в порожнині ретардера подається робоча рідина (зазвичай – машинне масло), яка, при взаємодії з лопатками статора і ротора, створює опір обертанню ротора. Під час гальмування з високої швидкості руху ретардери значно нагріваються, тому важливо забезпечувати відвід тепла.

У **рейкового гальма** гальмова сила створюється спеціальними гальмовими башмаками шляхом їх взаємодії безпосередньо з рейками. Названі башмаки можуть притягуватися до рейок магнітами (як електро-, так і постійними) чи притискуватися до рейок силосними пневмоциліндрами. Це гальмо при застосуванні викликає нагрівання рейок від тертя до температур, як правило, не вище 450 °С, що слід вважати допустимим.

Безконтактні гальма (див. рис. 1.2) названі для пошуків класифікації, їх використання на вітчизняних залізницях, наприклад у вигляді лінійних або роторних вихрострумівих, ймовірно, справа наступних років. Цей різновид гальм, разом з гідравлічними, а також реостатними та рекуперативними електричними мають спільну принципову особливість – вони є **регулюючими, а не зупинковими**, – їх ефективність пропорційна швидкості руху і падає до нуля при стоянці, тому вони не прийнятні для забезпечення повної зупинки та утримання рухомого складу на місці.

Вихроструміві гальма мають гальмові башмаки, які підвішено над рейками з постійним та незначним зазором (близько 5-7 мм). Живлення гальм забезпечується тяговими електродвигунами при переводі їх у генераторний режим подібно до реостатного електричного гальма. До переваг вихрострумівих гальм відносять: а) відсутність залежності гальмової сили від стану поверхні рейок (гальмо не є фрикційним); б) відсутність зношуваних частин, що суттєво зменшує обсяг робіт по обслуговуванню гальма в експлуатації; в) величина гальмової сили легко регулюється зміною величини струму збудження. Однак, під час гальмування вихрострумівим гальмом відбувається значне нагрівання рейок – навіть до температур термообробки.

Всі види гальм, що перелічені на рис. 1.2, відносяться до одного з двох принципових різновидів – **які обмежуються та які не обмежуються силою зчеплення коліс рухомого складу з рейками**. До першого різновиду належить переважно більшість гальм, за виключенням безконтактних та рейкових (хоча останні обмежуються силою зчеплення гальмових башмаків з рейками). Обмеження гальмової сили силою зчеплення коліс із рейками означає, що при перевищенні гальмовою силою певного рівня почнеться **рух юзом**, коли рухомий склад переміщується по рейках не коченням коліс, а їх проковзуванням. Під час юза ефективність гальм, що залежать від зчеплення коліс із рейками, значно зменшується. При довготривалому юзі у вигляді заклинювання колісних пар на поверхнях катання коліс утворюються дефекти – **поззунки**.

Найбільшого розповсюдження на вітчизняних залізницях набули **фрикційні види гальмування**. При ручному керуванні фрикційним гальмом, як саме керування, так і створення гальмової сили здійснюються вручну за допомогою штурвала або ручки привода. На сучасному рухомому складі використовується як власне **ручне гальмо** (з приводом із кабіни машиніста на локомотивах або з тамбура – на вагонах пасажирського типу), так і **стоянкове гальмо**, штурвал привода якого знаходиться зовні одиниці рухомого складу (переважно на вагонах вантажного типу).

При електричному керуванні пневматичним гальмом величина гальмової сили пропорційна часу дії електричного сигналу на гальмування. При пневматичному способі керування команди видаються шляхом зміни величини тиску повітря в магістральному повітропроводі поїзда відносно попередньо встановленого зарядного.

Основний закон при пневматичному керуванні гальмами зводиться до такого: при зниженні тиску в поїзній магістралі відбувається гальмування, а при збільшенні

– **відпуск**. Гальма, які працюють на розрядженому повітрі, діють за зворотнім законом, однак в цілому в експлуатації вони виявилися більш вигідними, тому всі сучасні системи пневматичного гальмування працюють на стисненому повітрі.

Викладені основні закони забезпечують **автоматичність** дії гальм. Автоматичні гальма спрацьовують у разі розриву або роз'єднання гальмової магістралі поїзда.

На залізничних світу в якості робочого тіла пневматичних гальм використовується навколишнє повітря після його стиснення за допомогою компресора. У певних ситуаціях гальмами поїзда керує машиніст локомотива. При пневматичному способі керування сигнал розповсюджується від локомотива по гальмовій магістралі поїзда поступово із певною швидкістю. Звідси, наприклад, під час гальмування завжди спочатку спрацьовують гальма першого вагона складу поїзда, потім другого вагона, потім третього і так далі до хвостового вагона. Таким чином, уздовж поїзда від локомотива іде так звана **гальмова хвиля**. Основною її характеристикою є швидкість розповсюдження, яка розраховується діленням довжини ГМ від крана машиніста до ГЦ хвостового вагона на час, що проходить від моменту переведення ручки крана машиніста у гальмове положення до початку наповнення ГЦ хвостового вагона. Швидкість гальмової хвилі є одним із головних якісних параметрів гальмової системи, який інтегрально дозволяє оцінити чутливість ПР до гальмування та оцір проходження стисненого повітря по ГМ. Подібним чином при відпусканні гальм поїзда від локомотива починається **хвиля відпуску**.

За призначенням гальма розподіляються на **пасажирські**, **вантажні** та так звані **універсальні**. За властивістю розрізняють **автоматичні** та **неавтоматичні** гальма. Прикладом автоматичних вітчизняних гальм є гальма з ПР №483 (вантажні) та з ПР №292 (пасажирські); а неавтоматичних – гальма пасажирського рухомого складу з ЕПР №305. На західноєвропейських залізницях переважно більшість складають універсальні ПР, які у відповідних випадках вмикаються або на вантажний, або на пасажирський режим.

Неавтоматичне гальмо, як правило, застосовується в межах однієї одиниці рухомого складу. У випадку застосування неавтоматичних гальм у поїзді їх найчастіше використовують у сполученні з резервною системою – автоматичним гальмом.

Автоматичні пневматичні гальма за характеристикою дії бувають: **нежорсткі**, **напівжорсткі** та **жорсткі**. **Нежорсткі** гальма характеризуються спрацьовуванням на гальмування з будь-якого зарядного тиску, а на відпуск – при незначному підвищенні тиску в магістралі. При повільному зростанні тиску гальмо не приходить у дію. Ці гальма мають можливість ступінчастого гальмування та забезпечують тільки безступінчастий відпуск. **Напівжорсткі** гальма за характеристиками спрацьовування на гальмування мають ті ж властивості, що і нежорсткі, а при відпуску – кожному ступеню підвищення тиску відповідає певний ступінь відпуску. Повний відпуск настає після досягнення майже повного передгальмового тиску. Ці гальма мають можливість ступінчастого як гальмування, так і відпуску. **Жорсткі** гальма характеризуються тим, що в них кожній величині тиску повітря в гальмовій магістралі, незалежно від темпу його зміни, відповідає визначена величина тиску в гальмовому циліндрі. При гальмуванні з підвищеного зарядного тиску жорсткі гальма не будуть приходити в дію доти, доки тиск у магістралі не стане нижче номінального (зарядного).

Таким чином, при пневматичному керуванні автогальмами нежорсткого та напівжорсткого типів важлива не тільки зміна тиску повітря в ГМ, але й швидкість такої зміни в часі, інакше – **темп зміни тиску**. Досягнути на практиці герметичності ГМ неможливо, тому внаслідок витоків стисненого повітря з ГМ до атмосфери тиск в ній повільно зменшується. Аби при цьому автогальмо не приходило в дію конструкцією ПР нежорсткого та напівжорсткого типів забезпечується **нечутливість гальма**, тобто не спрацьовування гальма, якщо тиск у ГМ зменшується так зvanим **темпом м'якості**.

Гальма з ПР №483 вантажних вагонів, які застосовуються на мережі доріг УЗ, на рівнинному режимі є нежорсткими, а на гірському – напівжорсткими. Гальма вітчизняних пасажирських вагонів з ПР №292 відносяться до нежорстких, а з ЕПР №305 – до

напівжорстких. Діапазони темпів зниження тиску в ГМ для зазначених ПР такі: гальмування – понад $0,05 \text{ кГ/см}^2$ за 1 с; м'якості – до $0,5 \text{ кГ/см}^2$ за 1 хв. Гальмами жорсткого типу обладнуються вагони, що експлуатуються на маршрутах зі значними ухилами рейкової колії, насамперед де промисловий транспорт у кар'єрах, а також – магістральний транспорт у гірській місцевості.

За можливістю поповнювати неминучі витoki стисненого повітря з гальмових циліндрів до атмосфери через нещільності під час гальмування розрізняють гальма: **прямодіючі** (що поповнюють витoki) і **непрямодіючі** (які не поповнюють втрат стисненого повітря). В даному разі під прямою дією розуміють наявність прямого сполучення ГР, як джерела стисненого повітря, з гальмовим циліндром при гальмуванні. Непрямодіючі гальма прямого сполучення ГР з ГЦ при гальмуванні не мають.

На завершення загального опису розглянемо основні з перерахованих фрикційних пневматичних гальм. При цьому слід пам'ятати, що найчастіше гальма знаходяться у положенні відпуску, тобто ГЦ сполучено з атмосферою. Наведені нижче принципові схеми призначені для пояснення основних моментів роботи гальм, тому спрощено відображають конструкцію гальмових приставок (сучасні повітророзподільники, крани машиніста та гальмова важільна передача мають більш складний устрій). Для зручності вивчення – нумерацію одноіменних елементів для різних схем виконано однаковою.

1.4.1 Нев автоматичне прямодіюче гальмо

На рисунку 1.3 зображено схему неавтоматичного прямодіючого гальма у загальмованому стані. Таке пневматичне гальмо історично винайдено першим, але до цього часу не втратило своєї актуальності і застосовується на локомотивах, а також у поїздах, які складаються з двох-трьох вагонів.

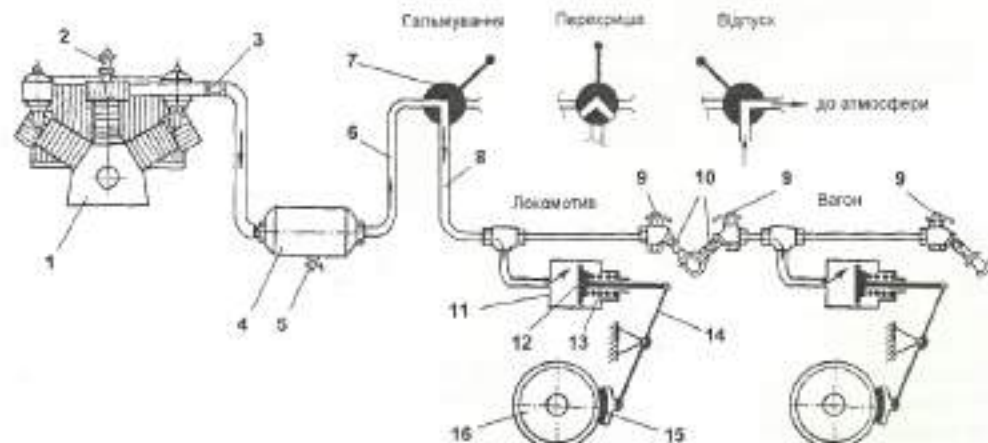


Рисунок 1.3 – Схема неавтоматичного прямодіючого гальма

Компресор 1, який захищено запобіжним клапаном 2 та зворотнім клапаном 3, нагнітає стиснене повітря у головний резервуар (ГР) 4. Поступово в нижній частині ГР накопичується конденсат, що випадає зі стисненого повітря внаслідок охолодження останнього. Цей конденсат видаляється із ГР шляхом продувки – короточасним відкриванням водоспускного крана 5. Магістраль живлення 6 підводить стиснене повітря від ГР до крана машиніста 7, ручка якого може бути встановлена в одне з таких положень: „гальмування”, „перекришка” або „відпуск”. При гальмуванні завдяки відповідному положенню ручки крана машиніста стиснене повітря надходить із магістралі живлення до гальмової магістралі 8, яка являє собою загальний повітропровід для всього поїзда. Посидання ГМ локомотива та вагонів здійснюється за допомогою кінцевих

кранів 9 та з'єднувальних рукавів 10. На хвостовому (найбільш віддаленому від локомотива) вагоні кінцевий кран повинен бути перекритим для відокремлення ГМ поїзда від атмосфери. Таким чином, стиснене повітря, яке надходить при гальмуванні до ГМ, безпосередньо наповнює гальмові циліндри 11 всіх одиниць рухомого складу поїзда. Тиск у ГЦ зростає, що призводить до переміщення їх поршнів 12 зі штоками у положення гальмування. При цьому стискаються відпускні пружини 13, штоки виходять із ГЦ, а важелі 14 гальмових важільних передач притискають гальмові башмаки з колодками 15 до коліс 16 і починається гальмування. Коли буде досягнуто необхідної величини тиску в ГЦ, машиніст переводить ручку крана 7 у положення перекриш дошки не буде отримано певного гальмового ефекту, наприклад, зменшення швидкості руху поїзда до потрібної. Для відпуску гальм машиніст переводить ручку крана 7 у відповідне положення. При цьому стиснене повітря із ГМ, а отже і з кожного ГЦ, випускається до атмосфери. Тиск всередині ГЦ поступово зменшується, а стиснуті під час гальмування відпускні пружини 13 розпрямлюються та переміщують штоки ГЦ у положення відпуску (всередину ГЦ), внаслідок чого гальмові колодки відходять від коліс, і розглянута гальмова система знаходиться у стані відпуску до наступного гальмування.

Гальмо, схему якого зображено на рис. 1.3, називають **прямодіючим** тому, що в процесі гальмування ГЦ завжди сполучаються з джерелом стисненого повітря. Також це гальмо є **невиснаженим** оскільки, якщо зменшився тиск у ГЦ внаслідок витoku стисненого повітря до атмосфери через нещільності, існує можливість будь-коли поновити потрібну величину тиску в ГЦ шляхом переведення ручки крана машиніста в гальмове положення. До переваг розглянутого гальма відноситься й нескладність його конструкції. Однак таке гальмо має два суттєвих недоліки. По-перше, воно не є автоматичним – у разі розриву (або роз'єднання рукавів) ГМ поїзда гальмо не спрацює. До того ж, якщо розрив стався під час гальмування, то відразу відбудеться відпуск гальм щонайменш у тій частині поїзда, яка залишилася без головного резервуара. По-друге, гальмо спрацює відносно повільно, оскільки час перетікання стисненого повітря як при гальмуванні, так і при відпуску обмежується перетином отвору в крані машиніста.

1.4.2 Автоматичне непрямодіюче гальмо

На рисунку 1.4 зображено схему автоматичного непрямодіючого гальма (рис. 1.4,а – у положенні відпуску та рис. 1.4,б – у положенні гальмування). Головною відмінністю схеми названого гальма від гальма за рис. 1.3 є обладнання кожної одиниці рухомого складу повітророзподільником (ПР) 21 та запасним резервуаром (ЗР) 18.

Основними та загальними для всіх типів ПР є такі функції:

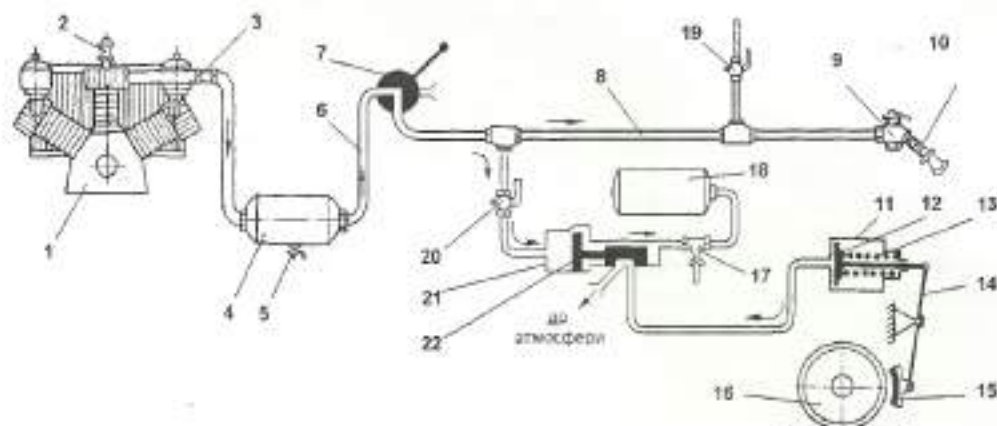
- зарядження гальм – наповнення ЗР та потрібних камер стисненим повітрям із ГМ;
- гальмування повне або ступінчасте – у відповідь на зменшення тиску в ГМ – під'єднання ЗР до ГЦ для повного або часткового наповнення ГЦ стисненим повітрям;
- перекриш – підтримування протягом певного часу тиску в ГЦ на певному рівні;
- відпуск гальм повний або ступінчастий – у відповідь на збільшення тиску в ГМ – повне або часткове випускання стисненого повітря із ГЦ до атмосфери.

Із перелічених функцій ПР зрозуміло, що зарядження та відпуск гальм відбуваються при підвищенні тиску повітря в ГМ, тому ці дві функції **зrealізовано** як єдиним положенням ручки крана машиніста, так і носіями в дії ПР. Розглянемо роботу гальмового обладнання за рис. 1.4.

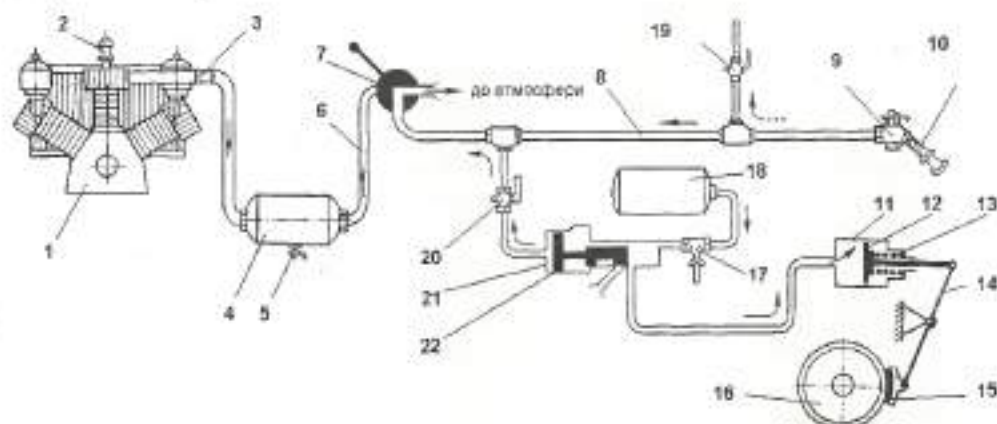
Перед відправленням поїзда машиніст виконує зарядження гальм стисненим повітрям. Для цього ручка крана 7 переводиться у положення зарядки та відпуску (див. рис. 1.4,а). Стиснене повітря із МЖ 6 через кран машиніста надходить до ГМ 8. На всіх вагонах, на яких відкрито **роз'єднувальні крани** 20, тобто гальма яких включено, стиснене повітря з ГМ потрапляє всередину ПР 21, діє на **магістральний поршень** 22 і пересуває його у положення зарядки та відпуску. Внаслідок цього наповнюється

стисненим повітрям ЗР 18 та, одночасно з тим, ГЦ 11 сполучається з атмосферою (тут — завдяки хвостовику поршня).

Для гальмування (див. рис. 1.4,б) машиніст переводить ручку крана 7 у відповідне положення на певний час. При цьому стиснене повітря виходить з ГМ 8 через кран 7 до атмосфери і на магістральному поршні 22 виникає перепад тиску. Стиснене повітря, яке діє з боку ЗР 18, пересуває поршень 22 у положення гальмування, в якому хвостовик поршня перекриває атмосферний отвір ПР. Внаслідок цього ЗР відокремлюється від ГМ та під'єднується до ГЦ — починається гальмування. Таким чином, під час гальмування ЗР та ГЦ утворюють загальний об'єм. Так само це гальмо можна привести в дію і за допомогою крана екстреного гальмування (стой-крана) 19, яким також здійснюється випуск стисненого повітря з ГМ до атмосфери, а всі подальші процеси проходять подібно випадку керування гальмом краном машиніста.



а) зарядка та відпуск



б) гальмування

Рисунок 1.4 – Схема автоматичного непрямого гальма

Відпуск гальм поїзда виконується машиністом шляхом переведення ручки крана 7 у положення відпуску та зарядки. При цьому, як і в разі гальма за рис. 1.3, гальмові колодки відходять від коліс після спустошення ГЦ за рахунок дії відпускних пружин. Відпуск гальма окремого вагона можна здійснити вручну за допомогою **випускного клапана 17**, через який стиснене повітря може бути випущене із загального об'єма ЗР та ГЦ до атмосфери.

гальм за рис. 1.3 та 1.4, тому загальний порядок роботи вказаного гальмового обладнання не відрізняється. Нижче буде розглянуто тільки дію ПР 21 за схемою рис. 1.5.

Перед відправленням поїзда ГМ заряджається стисненим повітрям з МЖ. При цьому через зворотні клапани 24 та 25 також заряджаються, відповідно, робоча камера 23 та ЗР 18, а магістральний поршень 22 через осьовий канал у своєму хвостовику сполучає ГЦ 11 з атмосферою, як і під час відпуску гальма.

При гальмуванні внаслідок випускання стисненого повітря з ГМ до атмосфери на першому етапі зворотні клапани 24 і 25 відокремлюють відповідно робочу камеру 23 і ЗР 18 від ГМ 8. Тому на магістральному поршні 22 виникає перепад тиску, що призводить до переміщення поршня у гальмове положення. При цьому спочатку, шляхом притиснення хвостовика поршня до буфера 26, ГЦ відокремлюються від атмосфери, а при подальшому переміщенні поршня – стискається пружина буфера, та відкривається прохід стисненого повітря із ЗР 18 до ГЦ 11. Після досягнення певного ступеня гальмування машиніст переводить ручку крана 7 у спеціальне положення „перекриш із живленням гальмової магістралі”, в якому автоматично фіксується досягнутий рівень тиску в ГМ. Тобто кран машиніста автоматично поповнює з МЖ втрату стисненого повітря в ГМ. При цьому, якщо стиснене повітря витікає з ГЦ через нещільності до атмосфери на зворотній клапан 25 з боку ГЦ та ЗР буде діяти тиск, менший за тиск на цей же клапан з боку ГМ і згаданий клапан тимчасово відкриється для поповнення стисненого повітря у ГЦ із ГМ. Таким чином, розглянуте гальмо є **прямодіючим та невиснаженим**.

Прямодіюче гальмо при відпуску відрізняється від непрямодіючого корисною особливістю: відпуск прямодіючого гальма може відбуватися ступінчасто. Отже, прямодіюче гальмо дозволяє ступінчасто регулювати як збільшення, так і зменшення гальмового нагніснення.

1.4.4 Електропневматичне гальмо

Розглянемо ЕПГ за схемою, яку зображено на рисунку 1.6. Як вже зазначалося, на залізницях України електропневматичне гальмо не є автоматичним, тому воно працює разом з ПГ за рис. 1.4. На рис. 1.6 деталізовано лише відмінності ЕПГ порівняно з рис. 1.4. Нумерація елементів ЕПГ продовжує нумерацію рис. 1.4, при цьому номери ЕПГ починаються з **перемикаючого клапана 30**. Цей клапан утворює лише один шлях для проходу стисненого повітря між ЗР 18 та ГЦ 11 (при гальмуванні), а також між ГЦ та атмосферою (при відпуску гальма): або крізь ПР 21, або через ЕПР 31. Тобто клапан 30 не дозволяє одночасну роботу ПГ та ЕПГ на одній одиниці рухомого складу. **Сигнали керування ЕПГ** передаються по електричних дротах, які на рис. 1.6 умовно зображено штриховими лініями. Електричні дроти для ЕПГ повинні проходити вздовж усього поїзда та створювати безперервний електроланцюг – так звану **електричну магістраль 38**.

Зарядження ЗР 18 виконується лише через ПР 21. Інші гальмові процеси відбуваються завдяки ЕПР 31, а ПР знаходиться у резерві на випадок будь-якої несправності ЕПГ.

При відпуску ЕПГ за рис. 1.6 блок електроживлення 37, який видає напругу постійного струму, **контактором 36** роз'єднано з електроланцюгами керування гальмами, тому всі ЕПР поїзда знеструмлені. **Гальмовий клапан 32** є притиснутий власною пружиною до сідла і перекриває сполучення ЗР 18 з ГЦ 11. Відпускний клапан 35 зусиллям своєї пружини відведений від сідла, тому стиснене повітря виходить з ГЦ через цей клапан до атмосфери.

При гальмуванні ручка 7 КМ переводиться у відповідне положення, в якому контактор 36 під'єднує обидва соленоїди ЕПГ до блоку живлення 37, що надає їм властивості магнітів. **Соленоїд 34** притягує до себе сталевий корпус відпускного клапана, який перекриває прохід стисненому повітрю з ГЦ до атмосфери, а соленоїд 33 – притягує корпус гальмового клапана, і стиснене повітря надходить із ЗР у ГЦ. Після досягнення потрібної величини тиску в ГЦ машиніст переводить ручку 7 у положення перекриш.

При **перекрипті** ручка 7 КМ знаходиться у такому положенні, що контактором 36 соленоїд 33 знеструмлено, а соленоїд 34 знаходиться під струмом. При цьому виявляються перекритими обидва клапани ЕПР – і гальмовий, і відпускний. З положення перекрипті машиніст може виконати як черговий ступінь гальмування (у межах запасу стисненого повітря в ЗР), так і ступінь відпуску.

Головна **перевага** ЕПГ пов'язана з практично миттєвим розповсюдженням електричних сигналів керування гальмами, що зменшує подовжньо-динамічні зусилля та гальмову путь за рахунок одночасного спрацьовування гальм усіх вагонів поїзда. Швидкість розповсюдження гальмової хвилі в поїзді з ПГ для крайніх візців ПР доходить до 300 м/с. Для ЕПГ відповідна швидкість дорівнює швидкості розповсюдження електричного струму, тобто приблизно у мільйон разів вища. До того ж керування гальмом за допомогою електричного (а не пневматичного) сигналу в принципі не потребує зменшення зарядного тиску в ГМ, завдяки чому пришвидчується зарядження гальма та його готовність до наступного гальмування. Однак, вказані переваги досягнуті за рахунок більш складної конструкції гальма та ускладнення обслуговування його в експлуатації.

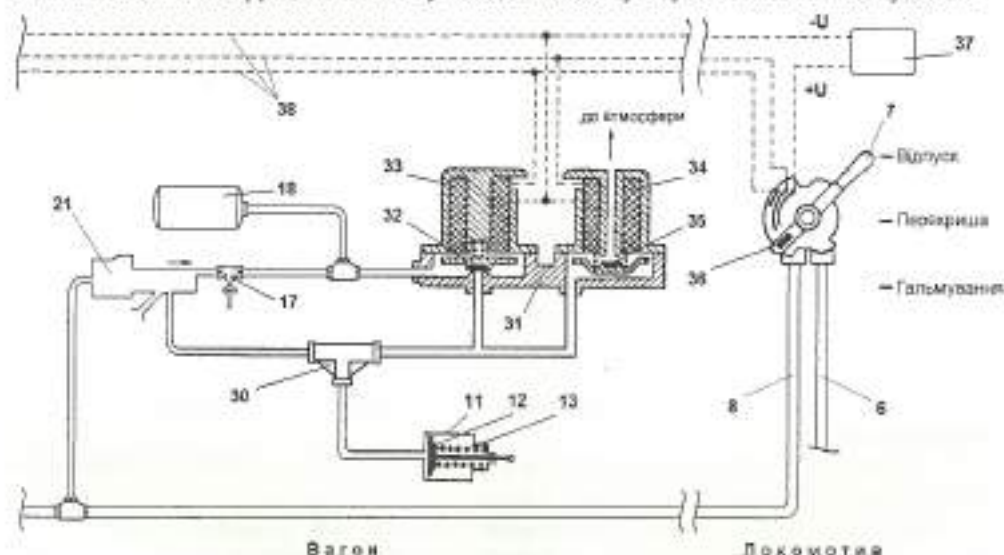


Рисунок 1.6 – Схема ЕПГ у положенні відпуску

Автоматичні ЕПГ реалізовано на зворотній логіці керування та функціонування відносно неавтоматичних. Однак, це значно ускладнює конструкцію та утримання гальм в експлуатації, тому автоматичні ЕПГ не набули широкого вжитку.

1.5 Головні вимоги Укрзалізниці щодо гальм

Технічна експлуатація рухомого складу вітчизняних залізниць регулюється трьома головними документами:

- **Правила технічної експлуатації залізниць України (ПТЕ)** [4];
- **Інструкція з сигналізації на залізницях України (ІСИ)** [5];
- **Інструкція з руху поїздів і маневровій роботі на залізницях України (ІРП)** [6].

Всі нормативні документи УЗ щодо техніки та технології повинні відповідати вимогам ПТЕ, ІСИ та ІРП.

Основні вимоги до гальмового обладнання УЗ викладено у п.п. 11.1-11.4 ПТЕ таким чином.

Рухомий склад, в тому числі спеціальний самохідний рухомий склад, має бути обладнаний автоматичними гальмами, а пасажирські вагони і локомотиви, крім того, електроннекативними гальмами.

Автоматичні гальма рухомого складу, в тому числі спеціального самохідного рухомого складу, мають утримуватися у визначених УЗ нормах і мати керуваність та надійність дії у різних умовах експлуатації, забезпечувати плавність гальмування, а також зупинку поїзда за роз'єднання або розриву повітропроводної магістралі та за умови відкриття стоп-крани (крани екстреного гальмування).

Автоматичні і електроннекативні гальма рухомого складу, в тому числі спеціального самохідного рухомого складу, мають забезпечувати гальмове натиснення, що гарантує зупинку поїзда за екстреного гальмування на відстані, не більшій гальмової пуги, визначеної згідно з розрахунками, затвердженими УЗ.

Автогальма мають забезпечувати можливість застосування різних режимів гальмування залежно від завантаженості вагонів, довжини состава і профілю колії.

Стоп-крани в пасажирських вагонах і моторвагонному рухомому складі встановлюються в тамбурах, всередині вагонів, і пломбуються.

У спеціальному самохідному рухомому складі при потребі встановлюються стоп-крани або інші пристрої для екстреного гальмування.

Локомотиви, пасажирські вагони і моторвагонний та спеціальний самохідний рухомий склад обладнуються ручними гальмами. Частина вагонних вагонів за нормами УЗ обладнуються перехідною пломадкою зі стоп-краном та ручним гальмом.

Ручні гальма рухомого складу, у тому числі спеціального самохідного рухомого складу, мають утримуватися відповідно до встановлених норм і забезпечувати розрахункове гальмове натиснення, яке визначене УЗ.

Усі частини важільної гальмової передачі, роз'єднання або пошкодження яких може викликати вихід із габариту чи падіння на колізо, мають забезпечуватися запобіжними пристроями.

У п.п. 15.38 та 15.39 ПТЕ передбачено такий порядок встановлення головних нормативів з гальм.

Залежно від технічного оснащення рухомого складу, в тому числі спеціального рухомого складу, гальмовими засобами УЗ визначає:

- єдине найменше гальмове натиснення на кожні 100 т ваги для вагонних і пасажирських поїздів та найбільший керівний спуск, на якому допускається рух поїздів із встановленими максимальними швидкостями;

- залежність між швидкістю руху, крутістю ухилу, гальмовим натисненням та гальмовою пугою;

- розрахункові норми натиснення гальмових колодок на осі рухомого складу, в тому числі спеціального рухомого складу, норми забезпечення поїздів ручними гальмими та інші дані, потрібні для виконання гальмових розрахунків.

Визначені норми та дані поміщаються у книжках розкладу руху поїздів і відповідних інструкціях УЗ.

Швидкості руху поїздів на ділянках, що визначені у графіку, погоджуються УЗ і оголошуються наказом начальника залізничної.

Більш докладно вимоги щодо гальм вітчизняного залізничного рухомого складу викладено у спеціальних Інструкціях. Основні з цих Інструкцій наведено у переліку посилань [7, 8, 9, 10, 11].

2 СХЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

2.1 Електровіз ДСЗ

Розглянемо схему пневматичного обладнання локомотива на прикладі сучасного вітчизняного вантажо-пасажирського однокосійного електровоза змінного струму ДСЗ виготовлення ДП НВК «Електровозобудування» (м. Дніпропетровськ). Електровіз ДСЗ має електронну систему управління обладнанням на базі мікропроцесора SIBAS (Siemens, Німеччина), а також електронний швидкістемір «Вектор» [12].

Основні технічні характеристики ДСЗ:

- осьова формула 2₀-2₀;
- зчепна маса 90 т;
- потужність тягових двигунів 4800 кВт;
- потужність рекуперативного гальма 4800 кВт;
- зусилля тяги у вантажному режимі 270 кН, у пасажирському – 160 кН;
- найбільша швидкість руху у вантажному режимі 120 км/год, у пасажирському – 160 км/год.

ДСЗ має такі види гальм [13]:

- пневматичне автоматичне вантажного типу;
- пневматичне автоматичне пасажирського типу;
- електропневматичне неавтоматичне;
- допоміжне локомотивне;
- стоянкове з ручним приводом;
- електричне (рекуперативне),

а також систему аварійно-екстреного гальмування.

Схему пневматичну електровоза ДСЗ показано на рисунку 2.1. Приведена схема має такі основні елементи: *KM1* і *KM2* – компресори основні, продуктивністю **2,33 м³/хв** кожен; *KM3* – компресор допоміжний, продуктивністю **0,05 м³/хв**; *PC1...PC4* – головні резервуари (ГР) загального об'єму без відводів **980 л**, які виготовлено з нержавіючої сталі; *SP1* – головний датчик регулятора тиску в ГР; *SP2* – теж саме, резервний; *KP1...KP4* – запобіжні клапани; *KO1...KO4* – зворотні клапани; *MO1* і *MO2* – масловідділювачі; *SQ1* (*SQ2*) – блокувальний пристрій №361; *SQ3* (*SQ4*) – кран машиніста №395; *FSH1* (*FSH2*) – електропневматичний клапан автостопу №150H-1; *KDT1* (*KDT2*) – кран допоміжного гальма №254; *KK1* (*KK2*) – комбінований кран №114; *YA9* – електроблокувальний клапан; *YA10* – електроповітророзподільник №305; *SP9* – реле тиску SIBAS; *SP10* – пневмоелектричний датчик №418; *PД1* і *PД2* – реле тиску №404; *Ц1...Ц8* – гальмові циліндри (ГЦ) з внутрішнім діаметром **254 мм (10")** [14].

Джерелом стисненого повітря на електровозі є компресори *KM1* і *KM2*, які нагнітають повітря в головні резервуари *PC1...PC4*. **Відділення вологи зі стисненого повітря виконується механічним способом, що є новатією.** Для цього всередині ГР *PC1* і *PC3*, які мають внутрішній об'єм по **250 л** кожен, встановлено жалюзійні сепаратори. Конструкцією жалюзійних сепараторів забезпечується відділення вологи від основного потоку повітря та локалізацію конденсату в замкненому об'ємі, звідкіль конденсат видаляється до атмосфери клапанами продувки *YA27* і *YA28*. Жалюзійні сепаратори вологи забезпечують температуру стисненого повітря на виході з ГР *PC2* та *PC4* (які мають внутрішній об'єм по **240 л** кожен) практично рівну температурі оточуючого повітря. Механічний спосіб сепарації вологи порівняно з осушкою повітря в адсорбційних

пристроях не потребує експлуатаційних витрат та забезпечує стабільну якість осушки повітря незалежно від режиму роботи компресора.

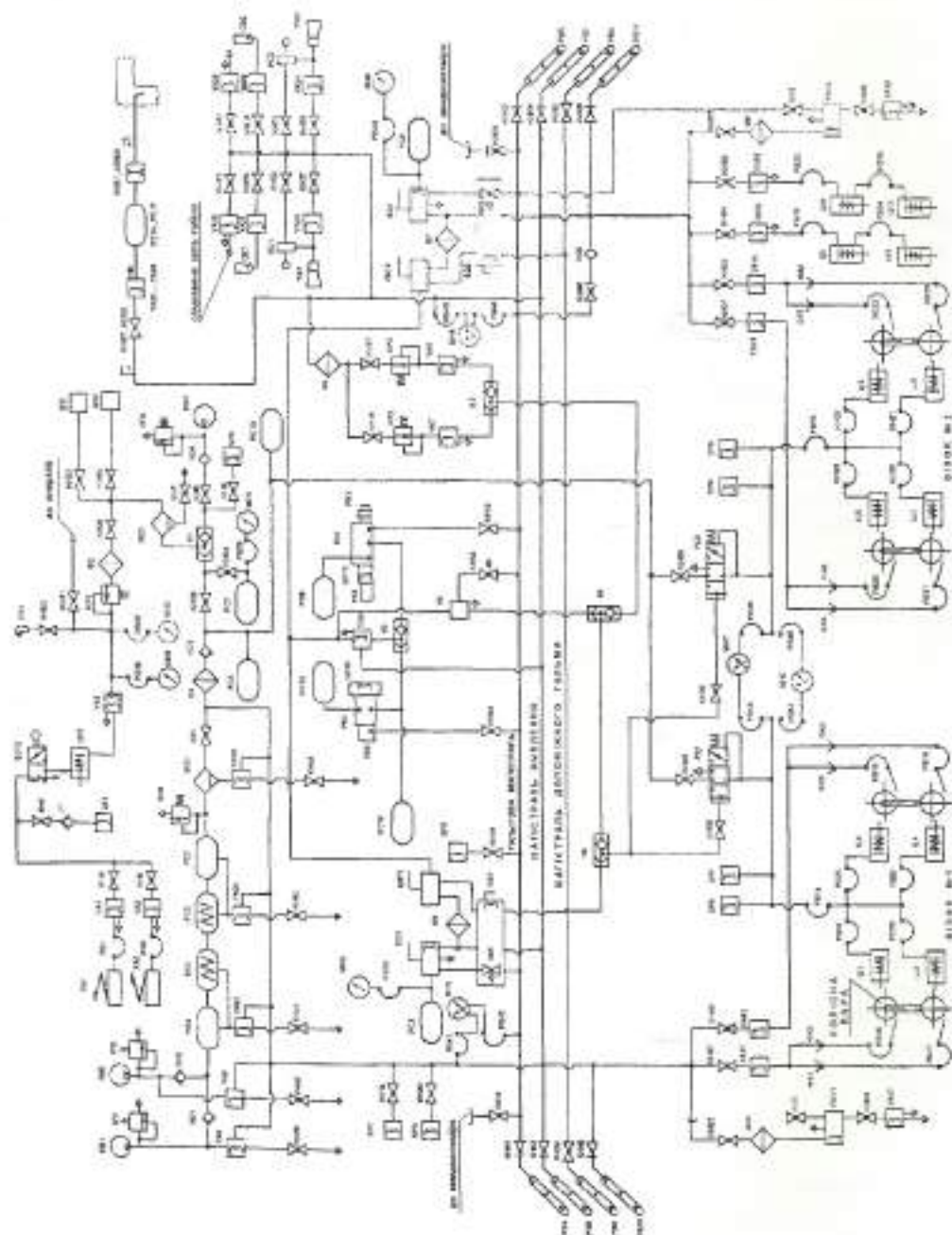


Рисунок 2.1 – Схема пневматична електровоза ДСЗ

Компресори нагнітають стиснене повітря у головні резервуари до верхнього порогу тиску, що становить **0,9 МПа** (9 кг/см^2), після чого автоматично відключаються датчиком – реле тиску *SP1* (або *SP2*). При пониженні тиску в ГР до **0,75 МПа** ($7,5 \text{ кг/см}^2$) датчик-реле тиску *SP1* (*SP2*) видає сигнал на включення двигунів компресорів. Для захисту головних резервуарів компресорів від підвищеного тиску встановлені запобіжні клапани *KP1* і *KP2*. Подібний захист ГР при їх зарядженні від зовнішнього джерела виконує запобіжний клапан *KP3*.

Для полегшення пуску привідних двигунів компресорів слугують клапани *YA5* і *YA6*, які сполучають магістраль живлення (МЖ) з атмосферою під час запуску компресорів. Між компресорами і ГР розташовані зворотні клапани *KO1* і *KO2*, які призначено для захисту клапанів компресорів від супротивного тиску. Після резервуара *PC4* встановлено масловідділювач *MO1*, що очищає повітря, яке надходить до МЖ від часток масла та волог, що залишилися, а також від механічних домішок. Конденсат, який випадає в *MO1*, видаляється при включенні клапана продувки *YA29*. У разі несправності чи засорення клапанів продувки *YA27...YA29* втрати повітря з МЖ можна виключити шляхом перекриття роз'єднувальних кранів *KH39...KH43*. Клапани *YA5*, *YA6* і *YA27...YA29* мають електрообігрівачі, що попереджають замерзання в цих клапанах волог взимку.

Якщо відсутній запас стисненого повітря в ГР і резервуарі *PC6*, то для підйому струмоприймача *XA1* (*XA2*) включають компресор *KM3*, двигун якого живиться від акумуляторної батареї. Магістраль компресора *KM3* захищена від підвищеного тиску запобіжним клапаном *KP4*. Для захисту клапанів цього компресора від супротивного тиску встановлено зворотний клапан *KO4*. Повітря, що надходить з компресора *KM3*, очищується від масла, волог та механічних домішок у масловідділювачі *MO2*.

В обох кабінах електровоза розміщено блокувальні пристрої *SQ1* і *SQ2*, які призначено для правильного включення гальмової системи при зміні машиністом постів керування та унеможливлення рушання локомотива з неробочої кабіни. Через включений пристрій *SQ1* (*SQ2*) та кран машиніста *SQ3* (*SQ4*) заряджається гальмова магістраль (ГМ) електровоза й поїзда.

В якості пристроїв автоматичного спрацювання пневматичного гальма застосовано два повітророзподільники (ПР): вантажного типу №483М (з двокамерним резервуаром *KA1*, головною частиною *PK4* і магістральною частиною *PK1*) та пасажирського типу №292М *PK3* (з робочою камерою *PK2*). ПР №292М працює разом з електроповітророзподільником (ЕПР) №305, який застосовується під час електропневматичного гальмування. Ці ПР з'єднані через клапан *K2* з краном допоміжного гальма *KDP1* (*KDP2*) і через систему клапанів *K6*, *K5* та *K4* з керуючими аходами реле тиску *PD1* і *PD2*, а також із запасними резервуарами *PC9*, *PC12* та гальмовою магістраллю. Наповнення гальмових циліндрів кожного візка безпечніше: першого візка – від *PD1*, другого – від *PD2*. Для забезпечення запасу стисненого повітря на гальмування електровоза використовуються резервуари *PC5* і *PC13*, які відсічені від МЖ зворотнім клапаном *KO3*, що унеможливає спустошення цих резервуарів при спустошенні МЖ. Для унеможливлення руху з незарядженою ГМ реле тиску *SP9* подає сигнал в SIBAS, який забороняє включення тяги при тиску в ГМ нижче ніж 0,4 МПа.

Гальмові пристрої електровоза працюють таким чином.

Пневматичне автоматичне гальмо (вантажного або пасажирського типу залежно від виду поїзда) спрацює при зниженні тиску в гальмовій магістралі та встановлює тиск в гальмових циліндрах у відповідності до ступеню зниження тиску в ГМ. Керування пневматичним автоматичним гальмом здійснюється поїзним краном машиніста *SQ3* (*SQ4*). При слідванні з вантажним поїздом необхідно включити повітророзподільник №483М вантажного типу з датчиком розриву гальмової магістралі №418, а також відключити ЕПР №305 і ПР №292М пасажирського типу. При слідванні з пасажирським поїздом необхідно включити прилади №305 і №292М, а ПР №483М вантажного типу з датчиком розриву гальмової магістралі №418 відключити.

При службовому гальмуванні ручка крана машиніста *SQ3* (*SQ4*) на посту керування переводиться у відповідне гальмове положення. Після зниження тиску в зрівняльному резервуарі *PC7* (*PC8*) та в ГМ потрібним темпом спрацьовує увімкнений повітророзподільник (вантажного або пасажирського типу), який подає стиснене повітря до керуючого входу крана *KDГ1* (*KDГ2*). Кран допоміжного гальма (*KДГ*) працює в режимі реле-повторювача та перепускає повітря з МЖ у магістраль допоміжного гальма (*МДГ*). Для *МДГ* також вживають назву „імпульсна магістраль”. Із *МДГ* електровоза стиснене повітря через клапан *K4* надходить на керуючі входи реле тиску *PD1* і *PD2*. В разі необхідності тиск у ГЦ електровоза можна збільшити шляхом переведення ручки *KDГ1* (*KDГ2*) в одне з гальмових положень або відпустити пневматичне гальмо електровоза – поставити ручку крана №254 у відпускатне положення. Таким чином, схема роботи пневматичного гальма краном №254, який працює в режимі **реле-повторювача**, дає можливість відпуску гальма електровоза при загальмованому стані складу поїзда.

Екстремне гальмування виконується переведенням ручки крана машиніста *SQ3* (*SQ4*) на робочому посту у відповідне положення або комбінованим краном *KK1* (*KK2*) блокувального пристрою *SQ1* (*SQ2*) з будь-якого поста керування. При зниженні тиску в ГМ нижче 0,25 МПа (2,5 кг/см²) відкривається клапан *K6*. Стиснене повітря із ПР №483М (або №292М чи №305) через відкритий клапан *K6*, клапани *K5* і *K4* поступає на керуючі входи реле тиску *PD1* і *PD2*. Таким чином, клапан *K6* забезпечує екстремне гальмування електровоза у випадку, якщо перед ним було виконане гальмування автоматичним гальмом і гальмо електровоза було відпущено краном допоміжного гальма *KDГ1* (*KDГ2*). Такий самий процес екстремного гальмування електровоза здійснюється і в разі спрацювання клапана автостопа *FSH1* (*FSH2*). Слід відмітити, що на електровозі *ДСЗ* реалізоване швидкісне регулювання сили натиснення гальмових колодок. При екстремному гальмуванні зі швидкості більш ніж 60 км/год *SIBAS* видає сигнал на включення клапана *YA7*, відкривається клапан *K3* і через клапани *K5* та *K4* повітря надходить до керуючих входів реле тиску *PD1* та *PD2*. В результаті тиск у гальмових циліндрах встановлюється на рівні 0,6 МПа (6 кг/см²). При зниженні швидкості руху до 60 км/год та меншій клапан *YA7* виключається, а клапан *YA8* включається і в ГЦ встановлюється тиск, що дорівнює ПР (не більше 0,4 МПа).

Електропневматичне гальмо наповнює ГЦ через електроповітророзподільник *YA10*, а величина тиску в ГЦ при цьому залежить від тривалості електричного сигналу на гальмування.

Допоміжне локомотивне гальмо наповнює ГЦ через кран *KDГ1* (*KDГ2*) із магістралі живлення. При використанні крана №254 гальмування та відпуск гальм електровоза виконується з поста керування робочої кабіни. Стиснене повітря від крана №254 надходить до *МДГ* і далі, через клапан *K4*, до керуючих входів реле тиску *PD1* і *PD2*.

Аварійно-екстремне гальмування здійснюється натисненням кнопки аварійного гальмування у будь-якій кабіні електровоза. При цьому включається вентиль *YA17* (*YA18*), який сполучає з атмосферою камеру над зривним клапаном автостопа *FSH1* (*FSH2*). Одразу ж через клапан автостопа починається разрядження ГМ темпом екстремного гальмування. Одночасно включаються клапани *YA23* і *YA24*, які подають повітря до тифонів *TF1* і *TF2* обох кабін електровоза, а також включаються клапани *YA11...YA14* для подавання піску під колеса передніх за ходом руху колісних пар візків електровоза. В разі аварійно-екстремного гальмування в *SIBAS* подається сигнал, за яким виконуються такі самі дії, як і при екстремному гальмуванні краном машиніста *SQ3* (*SQ4*).

У випадку спрацювання датчика *SP10* до *SIBAS* подається відповідний сигнал, за яким режим тяги відключається. Після спрацювання датчика *SP10* ручки контролерів необхідно встановити у нульове положення.

Відстояння електричного та пневматичного гальма здійснюється таким чином. При включенні електричного (рекуперативного) гальма пневматичне гальмо електровоза блокується клапаном *YA9*. При цьому можливість пневматичного гальмування складає

поїзда краном машиніста *SQ3* (*SQ4*) зберігається. Включення клапана *YA9* виконується SIBAS за сигналом "електричне гальмо увімкнено".

У разі гальмування краном допоміжного гальма №254 та досягненні величини тиску в ЦС електровоза більше ніж $0,18 \text{ МПа}$ ($1,8 \text{ кг/см}^2$) спрацьовують датчики реле тиску *SP5* і *SP6*, які подають сигнал до SIBAS на відключення режиму тяги або рекуперативного гальмування.

2.2 Електропоїзд ЕР200

На швидкісному електропоїзді ЕР200 передбачені чотири види гальм [15]:

- електричне (реостатне);
- дискове (пневматичне автоматичне пасажирського типу та неавтоматичне ЕПГ);
- електромагнітне рейкове;
- ручне (стоянкове).

Реостатне гальмо використовується на швидкостях руху в діапазоні від 200 до 35 км/год. Повне службове гальмування виконується дисковим і електричним гальмами сумісно. Крім того, дискове гальмо слугує для заміщення реостатного на малих швидкостях руху, а також як резервне при пневматичному управлінні за допомогою крана машиніста. Електромагнітне рейкове гальмо (ЕМРГ) призначене тільки для екстреного гальмування поїзда сумісно з електричним і дисковими гальмами. Ефективність гальм електропоїзда ЕР200 при екстреному гальмуванні на площадці з початковою швидкістю руху 200 км/год розрахована на гальмову путь 1600 м.

Контролер машиніста ЕР200 має наступні фіксовані гальмові позиції:

1 - ослаблене електричне гальмування;

2 - повне електричне гальмування;

3 - повне службове гальмування (електричним і дисковим гальмом сумісно, причому дискове гальмо приводиться в дію тільки на моторних вагонах і те не в повну силу);

4 - одночасна дія електричного, реостатного та магніторейкового гальм.

Управління електричним та електропневматичним гальмами здійснюється рукояткою контролера машиніста, а також допоміжними кнопками «екстрена зупинка» і «відпускання» на пульті управління. Електрична схема управління дисковими гальмами дозволяє здійснювати ступінчасте і повне як гальмування, так і відпускання гальм. При натисненні кнопки «екстрена зупинка» в дію приводяться всі види гальм, одночасно гальмова магістраль розряджається, а струмоприймач швидко опускається. Натисненням кнопки «відпускання» забезпечується зняття струму з вентилів відпускання, чим створюється можливість ступінчастого відпускання дискових гальм.

Електромагнітне рейкове гальмо приводиться в дію або при постановці рукоятки контролера машиніста в 4-е положення, або при натисненні кнопки «екстрена зупинка». ЕМРГ діє спільно з дисковим при: а) постановці ручки поїздного крана машиніста в положення екстреного гальмування, б) спрацьовуванні автостопа, в) втраті шльонگی машиністом, г) по сигналах АЛС, д) зриві стоп-крана в будь-якому вагоні. Пневматична система управління, що призначена для службового й екстреного гальмування поїзда, забезпечує автоматичність дії дискового гальма та ЕМРГ.

На рисунку 2.2 приведені пневматичні схеми головного та моторного (зі струмоприймачем) вагонів електропоїзда ЕР200. Нумерація позицій на цих рис. 2.2,а та рис. 2.2,б наскрізна, без повторень одних і тих самих позицій.

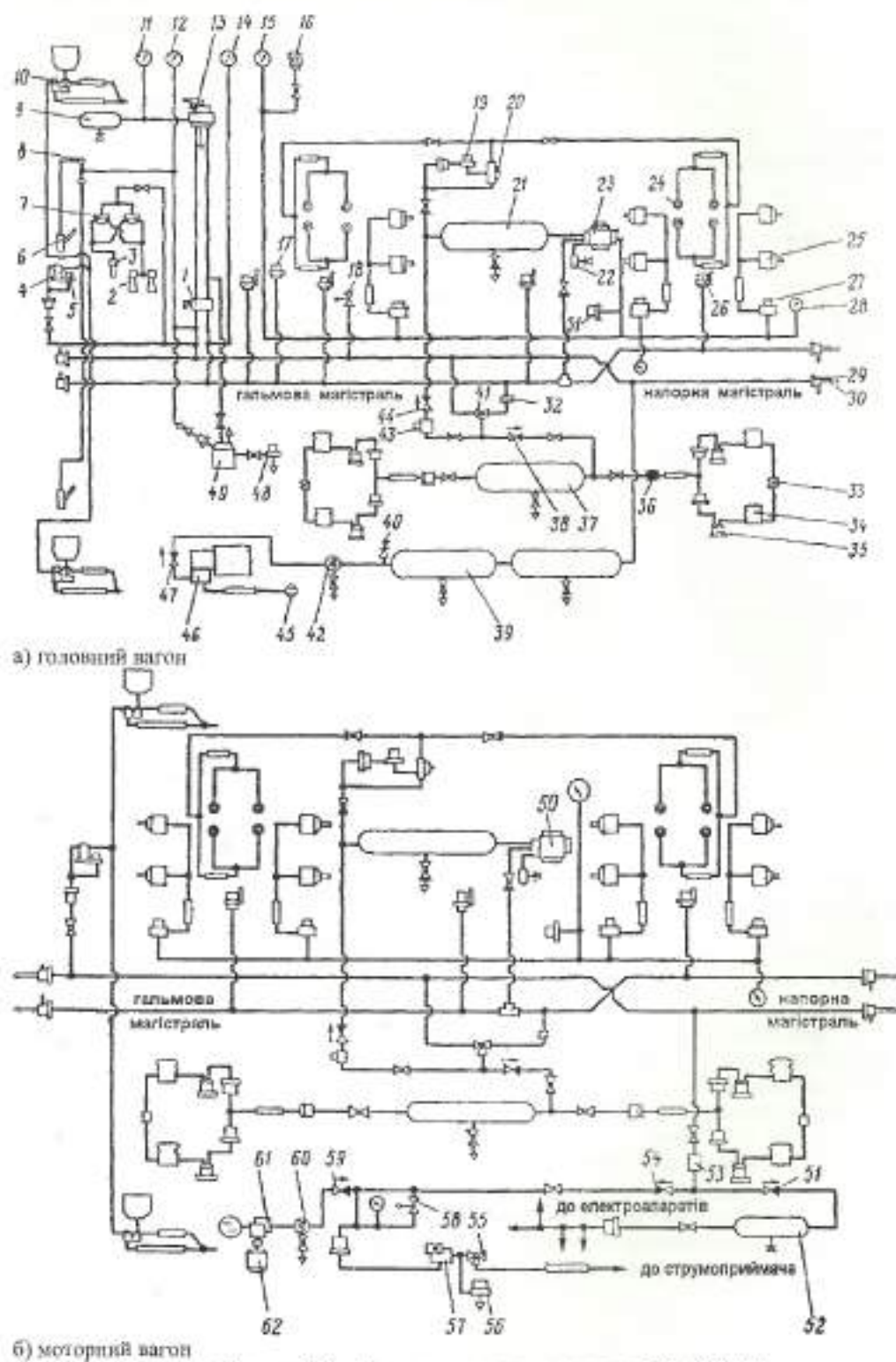


Рисунок 2.2 – Пневматична схема електропоїзда ЕР200

Для отримання стисненого повітря на головних, а також на моторних вагонах (без струмоприймача) встановлено повітряні електрокомпресори 46 продуктивністю 580 л/хв. Управляє роботою електрокомпресора регулятор тиску 18. Компресор, крізь фільтр 45, засмоктує атмосферне повітря і нагнітає його через зворотний клапан 47 та масловідділювач 42 у два послідовно з'єднаних головних резервуара 39 об'ємом по 170 л кожен. На нагнітальній трубі встановлений запобіжний клапан 40.

Із головних резервуарів стиснене повітря надходить до **напоруної магістралі, яка проходить вздовж усього електропоїзда** (ця особливість взагалі притаманна пневмосхемам електропоїздів). Із напоруної магістралі стиснене повітря через кран машиніста №394 (поз. 13) надходить до гальмової магістралі. З краном машиніста сополучений зрівняльний резервуар 9 об'ємом 20 л. На напоруній та гальмовій магістралях з обох кінців кожного вагона встановлені кінцеві крани 29 зі з'єднувальними рукавами 30. З напоруної магістралі через триходовий кран 41 і далі, через клапан максимального тиску 43 та зворотний клапан 44, стиснене повітря надходить до зашного резервуара 21 об'ємом 170 л, а також до випускового вентиля 19 і до реле тиску 20. ЗР 21 сполучений: на головному вагоні з електроповітроподільником (ЕПР) 23, а на моторних вагонах – з ЕПР 50. ЕПР під'єднано до гальмової магістралі. Крім того, ЕПР через скидаючий клапан 27 сполучено з гальмовими циліндрами 25. Скидаючий клапан забезпечує швидке відпускання гальм кожної вагонної осі при дії **протипозиційного пристрою**. В якості ПЦ використовується **гальмовий циліндр** типу ТЦР-3 з внутрішнім діаметром 203 мм (8 дюймів), який має вбудований механічний авторегулятор величини виходу штока поршня.

На шляху повітропроводів від крана машиніста до напоруної та гальмової магістралей встановлено пристрій блокування гальм 1, який крім функцій, що зазначай виконуються на локомотивах пристроєм блокування гальм №367, забезпечує вкочення та викочення електричних ланцюгів ЕПГ. Пристрій блокування гальм має по три розмикальних і замыкаючих електроконтакти. Різьбові отвори, що призначено для трубопроводу магістралі допоміжного гальма, в даному разі у приладі №367 заглушені.

Електропневматичний клапан автостопа 49 має додаткове з'єднання із вмикаючим вентилям 48. ЕПКА пов'язує між собою електричну частину автостопа з гальмовою системою і, крім того, сумісно з вмикаючим вентилям, забезпечує екстрену розрядку магістралі при порушенні цілісності електричного ланцюга ЕПГ в процесі гальмування. Від гальмової магістралі виконано два відведення. Одне – до пневматичного вмикача управління 17, який складає ланцюг управління електропоїзда при досягненні заданого тиску в гальмовій магістралі і розбирає ці ланцюги при падінні тиску нижче встановленої межі. Друге відведення – до стоп-крана 26.

Тиск повітря в зрівняльному резервуарі, напоруній магістралі, гальмовій магістралі та гальмових циліндрах на пульті в кабіні машиніста контролюється по манометрах 11, 12, 14 і 15 відповідно. Тиск в гальмових циліндрах реєструється на стрічці швидкостеміра 16.

У зв'язку з тим, що при дискових гальмах під час випробування в експлуатації оглядачу вагонів складно візуально визначити переміщення елементів важільної **передачі**, з кожного боку вагона встановлені манометри 28, що показують величину тиску в трубопроводі, який з'єднує ЕПР з гальмовими циліндрами. Окрім того, у відведенні від того ж повітропроводу встановлений сигналізатор відпуску гальм 31, який сповіщає машиніста про наявність стисненого повітря в ПЦ.

Крім гальмового обладнання пневматична схема включає в себе цілу низку пневматичних систем і приладів **негальмового призначення**. З напоруної магістралі через триходовий кран 41 і зворотний клапан 38 стиснене повітря надходить до системи **пневмопіднімання візків**, яка включає в себе: резервуар 37 об'ємом 170 л, клапан відкочення 36, регулятор положення кузова 35, швидкодіючий клапан 33 і пневморесори 34 з додатковим об'ємом, який забезпечує стабільність дії.

Регулятор положення кузова змінює тиск повітря у відповідній пневморесорі залежно від зміни величини навантаження на цю ресору. Швидкодіючий клапан 33

випускає стиснене повітря з пневморесори до атмосфери, якщо у другій пневморесорі цього візка тиск впаде на $1,3 \text{ кг/см}^2$ або більше.

Клапан відключення 36 припиняє живлення пневморесор даного візка у випадках значної втрати стисненого повітря в них. І різке падіння тиску, і велика втрата повітря викликається однією причиною – розривом пневморесори.

На моторних вагонах зі струмоприймачем для підйому останнього за відсутності стисненого повітря в пневмосистемі встановлений допоміжний компресор 61 з електродвигуном 62. Стиснене повітря з компресора через масловідділювач 60 і зворотний клапан 59 надходить до клапана струмоприймача 57 і далі через триходовий кран 55 – до циліндра струмоприймача.

До трубопроводу між клапаном струмоприймача і триходовим краном приєднаний вмикаючий вентиль 56, який в необхідних випадках швидко випускає повітря з циліндра струмоприймача до атмосфери. Керує роботою допоміжного компресора регулятор тиску 58.

Після підйому струмоприймача, запуску повітряного електрокомпресора і зарядження пневмосистеми стисненим повітрям живлення струмоприймача здійснюється з напорної магістралі через редуктор 53 і зворотний клапан 54. Одночасно редуктор через зворотний клапан 51 і резервуар 52 об'ємом 55 л забезпечує живлення стисненим повітрям пневмоприладів електроапаратури.

Через пневматичний клапан 4, що керується за допомогою вмикаючого вентиля 5, стиснене повітря з напорної магістралі надходить до форсунок пісочниць 10. Крім того, на головному вагоні з напорної магістралі повітря подається через кран 8 – до сключаєльника, а через клапан 7 – до свистка 3 та тифона 2. При перегоні електропоїзда в підйомному стані резервуар 21 і система пневмопідвищення живляться від гальмової магістралі через дросель 32 з отвором діаметром 2,5 мм і далі через триходовий кран 41.

У гальмовому обладнанні використані ЕПР типу 371.00.000-13 і 371.00.000-14. Вони можуть приводитися в дію як електричною, так і пневматичною системами управління. При екстремому гальмуванні ЕПР створює можливість інтенсивної розрядки магістралі та подіє електричний імпульс на магніторейкове гальмо. ЕПР монтується на рамі вагона і має два режими: пасажирський та довгоскладовий, перемикання між якими виконується спеціальною рукояткою вручну.

Знімні вузли повітророзподільника встановлюються на камерному кронштейні, що відлитий з фланцем для кріплення усіх знімних вузлів, та в якому знаходяться всі необхідні порожнини і канали для з'єднання цих вузлів між собою. За конструктивними міркуваннями робоча камера повітророзподільника винесена з камерного кронштейна і виконана у вигляді окремого резервуара 22 об'ємом 6 л, який з'єднано трубопроводом з камерним кронштейном.

ЕПР виконує: зарядження запасного резервуара і робочої камери; додаткове розрядження (при гальмуванні) гальмової магістралі в камеру об'ємом 1,2 л; наповнення і випуск стисненого повітря з гальмового циліндра (при пневматичному управлінні). Гальмові та відпускні процеси стабілізує гальмова камера об'ємом 1,3 л. У нижній частині повітророзподільника розташований спеціальний клапан відпускання гальма вручну.

На моторних вагонах, на яких здійснюється електричне гальмування, встановлені ЕПР 371.00.000-14. Цей тип ЕПР має такі знімні вузли: власне повітророзподільник; реле тиску; прискорювач екстремного гальмування з електричним контактом; електричний блок з вентиллями гальмування, відпускання і перемикаючим клапаном, а також вентилі заміщення В1 і В2 та два перемикаючих клапани. ЕПР 371.00.000-14 наповнює гальмові циліндри до тиску, який визначається вентиллями заміщення, вмонтованими в ГЦ.

На головних немоторних вагонах, де електричного гальмування немає, встановлені ЕПР 371.00.000-13, які не мають вентилів заміщення В1 і В2 та другого перемикаючого клапана. При пневматичному керуванні ЕПР діє так само, як і на звичайних електропоїздах, і тому цей випадок тут не розглядається.

При зниженні тиску в гальмовій магістралі та **спиральному** **ПР** на **гальмування** стиснене повітря надходить до перемикаючого клапана (першого) електричної частини, віджимає діафрагму і перетікає до другого перемикаючого клапана, віджимає його діафрагму і далі, через відкритий клапан вентилі заміщення **B2**, надходить до гальмової камери. Гальмова камера з'єднана з порожниною в реле тиску, остання в свою чергу забезпечує наповнення стисненим повітрям гальмових циліндрів із **ЗР**.

Електрична частина включає в себе два електромагнітні вентилі **BГ** (гальмування) і **BВ** (відпускання), які забезпечують гальмові процеси при електричному керуванні. В електричній частині, окрім того, розміщений перемикаючий клапан. При дії ЕПГ під час гальмування на вентилі **BГ** і **BВ**, які мають загальний зворотний дріт, подається напруга. Клапан вентилі **BВ** закривається, а клапан вентилі **BГ** пропускає стиснене повітря із запасного резервуара до перемикаючого клапана (першого) електричної частини. Стиснене повітря тим самим шляхом, як і при пневматичному керуванні, надходить до другого перемикаючого клапана, а далі в гальмову камеру і реле тиску. Для встановлення перекриття знеструмується вентиль **BГ**, а для відпускання знеструмується обидва вентилі (і **BГ**, і **BВ**).

Вузол вентилів заміщення включає в себе два електромагнітні вентилі **B1** і **B2**, які мають відповідно пряму та зворотну залежність від гальмового струму, а також перемикаючий клапан (другий). Вентиль **B1** у разі заміщення електричного гальма забезпечує наповнення гальмової камери ЕПГ до тиску, відповідного до даного ступеня електричного гальмування.

В процесі **електричного гальмування** у разі відмови гальма на вентиль **B1** подається напруга, величина якої пропорційна зусиллю електричного гальмування. Стиснене повітря із **ЗР** через вентиль **B1** надходить до перемикаючого клапана і далі, через відкритий клапан вентилі **B2**, у гальмову камеру та реле тиску. При цьому вентиль **BГ** електричної частини пропускає повітря до вентилі **B2**, який обмежує тиск повітря до визначеної величини і пропускає його до гальмової камери та реле тиску. Вентиль **B2** пропускає стиснене повітря повного тиску тільки у разі зриву електричного гальмування.

Реле тиску здійснює безпосереднє наповнення і розрядження ГЦ залежно від величини тиску в гальмовій камері. Завдяки реле тиску час наповнення і розрядження ГЦ не залежить від кількості ГЦ та їх об'ємів. За наявності витоків стисненого повітря з ГЦ це ж реле забезпечує **невиснаженість гальм**. Реле тиску дозволяє також регулювати величину обмеження найбільшого тиску в ГЦ. У разі підвищення тиску в ГЦ вище за максимально припустиме клапан реле тиску віджимається від сідала, і надмірне повітря випускається до атмосфери. З міркувань уніфікації реле тиску того ж самого типу використане і у схемі подавання/випуску стисненого повітря до/з пневмодіомників магніторейкового гальма.

При **екстреному гальмуванні** прискорювач **ЕГ** забезпечує інтенсивну розрядку гальма магістралі. Випускаючий вентиль **19** (див. рис. 5.2.а) одержує електричний імпульс через замкнені контакти прискорювача екстреного гальмування **ЕПР** або безпосередньо від контролера машиніста і подає стиснене повітря в реле тиску **20**. Реле тиску в свою чергу пропускає стиснене повітря до пневмодіомників **24**, які опускають башмаки **ЕМРГ** на рейки при досягненні надлишкового тиску **2,8 кг/см²**. На кожний **башмак ЕМРГ**, який має довжину **1,4 м**, складається з **11-ти** секцій та важить **250 кг**, приходить по два пневмодіомники. Наразі, хоча повітря з піддіомників буде випущено до атмосфери, башмаки залишаються притисненими до рейок за рахунок сил магнітного поля. Розрахункова сила притягання башмака до рейки становить **10 тс**, при цьому соленоїд кожного гальмового башмака споживає **1250 Вт** при живленні напругою **50 В** постійного струму. Кожний башмак після притягання електричного живлення схеми керування **ЕМРГ** підіймається від рейки зусиллям відпускних пружини жорсткістю **13 кг/см** кожної, які розташовано всередині пневмодіомників. Зазор між рейкою та башмаком у підйомному його стані становить **140 мм**.

2.3 Пасажи́рські ваго́ни локомотивної тяги

2.3.1 Типова схема

В якості основного гальма вітчизняні пасажирські вагони обладнані неавтоматичним ЕПГ, яке діє енергією стисненого повітря та керується машиністом за допомогою електричного струму. Пневматичне автоматичне гальмо, що працює і керується тільки від стисненого повітря, є **резервне**. Типову схему пневматичного та електропневматичного гальмового обладнання наведено на рисунку 2.3.

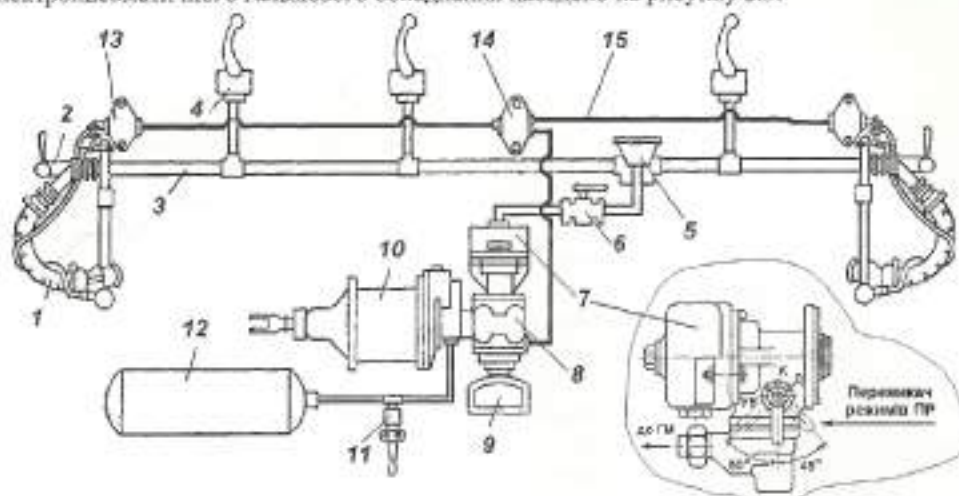


Рисунок 2.3 – Схема типового гальма пасажирського вагона країни СНД

Міжвагонні з'єднувальні рукава / №369А (з електроконтактом) призначені для роз'ємного з'єднання гальмової магістралі та електричних ланцюгів ЕПГ вагонів у складі одного поїзда. З'єднувальні рукава закріплюються на підвісках з електроізоляцією. На хвостовому вагоні поїзда з'єднувальний рукав, що знаходиться назовні від складу поїзда, обов'язково повинен бути вільним від натиснення на його палець. Це необхідно для електричного замикання в середині головки рукава робочого та контрольного дрітів ЕПГ. Зазначені дроти складають ланцюг електросхеми керування ЕПГ, вони утворюють електромережу 15, яка проходить уздовж поїзда (див. п. 3.1). Дроти ЕПГ прокладено під вагоном всередині так званих **кондуктних металених труб**. Для забезпечення розбірного з'єднання дрітів ЕПГ на вагоні встановлено три клемові коробки: для під'єднання рукавів (ці коробки позначено поз. 13 на рис. 2.3) та одна (поз. 14) для відводу дрітів до ЕПГ.

Кінцеві крани 2 №190 (№4304) встановлюються на гальмову магістраль 3 з обох торців вагона і служать для сполучення та роз'єднання гальмової магістралі поїзда. Гальмова магістраль, яка розташована від вагоном, змонтована з посилених сталевих труб за ГОСТ 3262 або ГОСТ 8733 із діаметром проходу 1¼" (один дюйм із чвертю).

Крани екстреного гальмування 4 (**стоп-крани**) №163 (або сучасної конструкції з кульовим затвором – №138), кожен із рукояткою, встановлено в обох тамбурах вагона та в пасажирському приміщенні. Кількість стоп-кранів у пасажирському приміщенні залежить від типу вагона: у поїзтових вагонах та вагонах-ресторанах – по одному, в решті типів вагонів – по два-три. Стоп-кран вирізняється від решти кранів зворотним правилом навішування ручки. Загальноприйнятим у техніці є правило: у **перекритому положенні крана його ручка займає положення поперек труби**, на якій встановлено кран. При **перекритому стані** стоп-крана його ручка розташовується уздовж труби.

Трійник 5 №573П розміщений на гальмовій магістралі. Він забезпечує відвід труби до повітророзподільника та механічне відділювання шти, часток іржі та іншого дрібного бруду, що накопичується в середині ГМ за роки експлуатації вагона. Роз'єднувальний

кран 6 №377, встановлений на відгалуженні труби, яка іде від ГМ до ПР. В попередні роки використовувалися коркові роз'єднувальні крани, останнім часом застосовуються роз'єднувальні крани **кульової конструкції**, наприклад, замість №377 – №4301.

Повітророзподільник (ПР) 7 №292-1 (або №292М) кріпиться до робочої камери 8 електроповітророзподільника (ЕПР) 9 №305. Робоча камера, разом із ПР та ЕПР, кріпиться на задньому днищі гальмового циліндра (ГЦ) 10 №501Б, який має внутрішній діаметр 356 мм (14"). ГЦ закріплено зовні вагона в середній частині нижньої рами.

ПР має рукоятку перемикача режимів (див. врізку на рис. 2.3). Поблизу загостреного кінця цієї рукоятки на корпусі ПР є літери, що утворені під час виготовлення (шляхом литва), які позначають режими. При вертикальному розташуванні зазначеної рукоятки – ПР увімкнено на режим К (короткохвильовий). Якщо ця рукоятка відхилена до відмови (приблизно на кут 50 градусів від вертикалі) у бік труби, якою ПР під'єднано до ГМ, то ПР увімкнено на режим Д (довгохвильовий). Відхиленням рукоятки до відмови у протилежний бік вмикається режим УВ (прискорювач вимкнено). Експлуатаційні умови ввімкнення режимів ПР №292-1 та №292М наведено у п. 7.1.

ПР використовується як резервний при ЕПГ та як основний для забезпечення автоматичного гальмування (наприклад, в разі розриву ГМ поїзда). Типове ПГ вітчизняного пасажирського вагона локомотивної тяги є **непрямодіючим**. У разі несправності або вимкнення ЕПГ вислаженість пневматичного гальма після ЕГ (при середньостатистичній швидкості ГЦ та ЗР) настане приблизно за 20 хвилин, що призводить до самовідпускання гальма.

ЕПР, на відміну від ПР, дозволяє виконувати **ступеневі** як гальмування, так і відпускання гальм. Крім того, типове ЕПГ є **прямодіючим**. ЕПР №305 забезпечує **невиснаженість** гальма (при вигонах із ГЦ крізь прохід, який еквівалентний отвору діаметром до 1 мм) завдяки тому, що при ЕПГ тиск у ГМ не зменшується.

Запасний резервуар (ЗР) 12 типу розміру Р7-78 або Р7-78-01 (тобто розраховані на надлишковий тиск 7 кг/см² та з ємністю 78 л) призначено для живлення ГЦ стисненим повітрям. ЗР під'єднується до пневмообладнання за допомогою труби з діаметром проходу ¾". На практиці можна зустріти два варіанти встановлення випускного клапана 11 №31Б (або модернізовані №4315 чи №4310): на трубі, що іде до ЗР, або безпосередньо на самому ЗР. Від цього клапана на обидві бокові сторони та у середину вагона відведені повідні для відпускання гальма вагона вручну в разі потреби.

Стисло розглянемо **порядок роботи гальма вагона у складі поїзда** (див. рис. 2.3).

Процесом **зарядки** гальм поїзда керує машиніст. Як при пневматичному, так і при електричному керуванні зарядження ЗР 12 стисненим повітрям відбувається із ГМ 3 через роз'єднувальний кран 6 і ПР 7 до зарядного тиску – 5,0...5,2 кг/см² [8, табл. 3.2].

При **гальмуванні** стиснене повітря із ЗР 12 надходить у ГЦ 10. Наповнення ГЦ відбувається або через ПР 7 (при пневматичному керуванні), або через ЕПР 9 (при електричному керуванні). **Екстремне гальмування** (ЕГ) відбувається у таких випадках: розрив ГМ поїзда; відкриття будь-якого стоп-крана у вагоні або за відповідною дією на локомотиві (відкриття комбінованого крана №114 у будь-якій кабіні, переведення ручки поїзного крана машиніста №395 у положення VI у робочій кабіні або спрацювання ЕПКА). Під час ЕГ діє ПР подібно до режиму „ПСГ в один прийом”, але гальмо спрацює скоріше завдяки наявному в ПР прискорювачу гальмування.

При **відпусканні** гальма стиснене повітря з ГЦ 10 випускається до атмосфери або через ПР 7 – при пневматичному керуванні, або через ЕПР 9 – при електричному. Одночасно з відпуском відбувається зарядження гальма.

2.3.2 Схема командного типу

Типові конструкції ПР було спроектовано таким чином, що діаметри отворів для перетікання стисненого повітря дозволяють у нормативний час за допомогою одного ПР здійснювати наповнення при гальмуванні та спустошення при відпуску лише одного ГЦ

певного типорозміру. Також і об'єм ЗР було розраховано для наповнення одного ГЦ. Тому коли з'явилася потреба на одиниці рухомого складу застосовувати декілька ГЦ, було винайдено схему командного типу, яка дозволяє шляхом доповнення типової схеми перетворити її на багатоциліндрову. У командній схемі типовий ПР використовується лише для вироблення пневмосигналу на гальмування чи відпуск, а гальмові процеси наповнення/спустошення всіх ГЦ виконуються через додатковий елемент – так званий „повторювач”, в якості якого зазвичай застосовують реле тиску. Одним із прикладів дії командної схеми є робота допоміжного гальма на локомотиві ДСЗ (див. рис. 2.1).

Збільшення кількості гальмових циліндрів на одному вагоні потребують, наприклад, дискові гальма (див. п. 6.1) та схеми повізкового гальмування. Принципову схему командного типу гальмового обладнання пасажирського вагона, яку призначено для керування двома гальмовими циліндрами, зображено на рисунку 2.4.

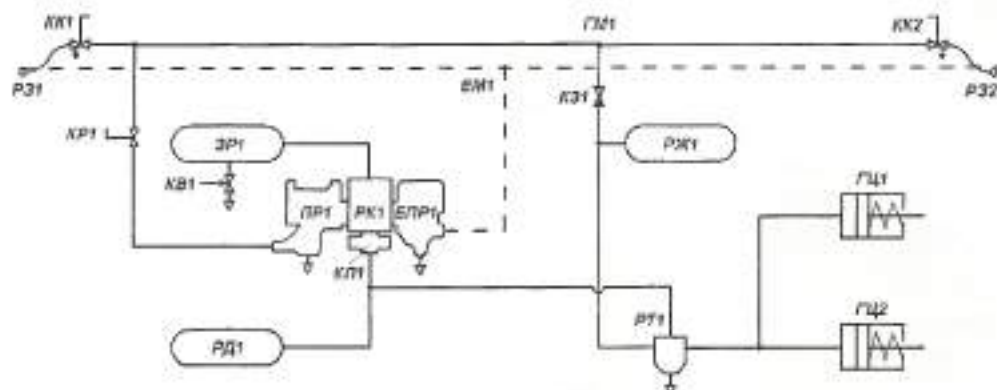


Рисунок 2.4 – Схема командного типу для повізкового гальмування

Подібно до типової схеми за рис. 2.3 гальмове обладнання за рис. 2.4 може бути керованим як за допомогою пневмо-, так і електричних сигналів. Для цього передбачені гальмова магістраль ГМ1 та електрична мережа ЕМ1. Типове гальмове обладнання пасажирського вагона (з'єднувальні рукава P31 та P32, кінцеві крани KK1 та KK2, роз'єднувальний кран KP1, запасний резервуар ЗР1 з випускним клапаном KB1, робоча камера РК1, повітря-ПР1 та електроповітроподільник ЕПР1 і перемикальний клапан КП1) доповнено: додатковим резервуаром РД1, зворотним клапаном КЗ1, резервуаром живлення РЖ1, реле тиску РТ1 та двома гальмовими циліндрами ГЦ1 і ГЦ2. Типове гальмове обладнання працює відповідно до штатних режимів, які наведено у п. 2.3.1, з наповненням (при гальмуванні) та спустошенням (при відпуску) резервуара РД1, який ієтис питатий гальмовий циліндр. При цьому клапан КП1 автоматично під'єднує РД1 або до ПР1 при пневматичному, або до ЕПР1 при електричному керуванні гальмами вагона. Звичайно, пневматичне керування може здійснюватися також і за допомогою типового стоп-крана, який умовно не показаний на рис. 2.4. Через зворотний клапан КЗ1, як тільки тиск у ГМ1 перевищує тиск у резервуарі РЖ1, виконується зарядження цього резервуара живлення стисненим повітрям для наступного гальмування. Величина тиску в РД1 є керуючим пневмосигналом, який подається до реле РТ1. Це реле, відповідно до отриманого пневмосигналу, під'єднує ГЦ1 та ГЦ2 або до резервуара РЖ1 (для гальмування), або до атмосфери (для відпускання гальм). Таким чином, реле тиску повторює (звідси походить і назва цього елемента схеми – „повторювач”) дію працюючого приладу керування гальмами (або ПР1, або ЕПР1). Розглянута схема дозволяє, за рахунок відповідного збільшення об'єму РЖ1 та діаметрів отворів у РД1, здійснювати керування потрібною кількістю гальмових циліндрів.

2.3.3 Схеми вагонів RIC

Найбільшого розповсюдження у прямому міжнародному залізничному сполученні через територію України набули пасажирські вагони з гальмом системи KE-GPR із ПР типу KE₈ фірми Knorr-Bremse (Німеччина). Окрім власне Німеччини, вагони із зазначеним гальмом будують також в Угорщині, Польщі та інших країнах. В попередні роки у Польщі та колишній Югославії будували також вагони із гальмами системи швейцарської фірми Oerlikon (промовляється – „драйкон”). Одна з останніх модифікацій ПР Oerlikon має позначення ESt4d. На пасажирських вагонах колишньої Чехословаччини встановлювали гальма власної системи DAKO з ПР типу DAKO-GVIR.

Стосовно гальм, усім вагонам габариту RIC притаманна низка спільних рис: а) повіткове гальмування; б) застосування лише чавунних гальмових колодок та швидкоїсні регулювання зусилля їх натиснення; в) відсутність ЕПГ.

На рисунку 2.5 показано схему гальмового обладнання для вагона з гальмом типу KE-GPR, де позначено: 1 – роз'єднувальні рукава; 2 – кінцеві крани; 3 – стоп-кран залізниць колії 1520 мм; 4 – ГМ з діаметром проходу 1¼"; 5 – ПР типу KE₈ (5а – головна частина типу KEOS1, 5б – прискорювач ЕГ типу EB3, 5в – кронштейн, 5г – реле тиску типу Dd21); 6 – клапанний кран з манометром; 7 – скоба випускного клапана; 8 – ручка привода роз'єднувального крана; 9 – ручка перемикача режимів гальма; 10 – резервуар (об'ємом 9 л) прискорювача ЕГ; 11 – пневмодроселі (кожен з отвором діаметром 2 мм); 12 – фільтр; 13 – швидкоїсний регулятор типу Ar-11; 14 – резервуар об'ємом 5 л; 15 – 3Р додатковий (загальний об'єм 250 л); 16 – 3Р основний (загальний об'єм 150 л); 17 – стоп-кран залізниць колії 1435 мм; 18 – скоби стоп-крана з тросовим приводом; 19 – ГЦ (із внутрішнім діаметром 18"); 20 – запобіжні клапани; 21 – осеві датчики прогнозного пристрою типу MWX; 22 – скидаючий клапан типу MWA-15; 23 – манометр тиску в ГЦ.

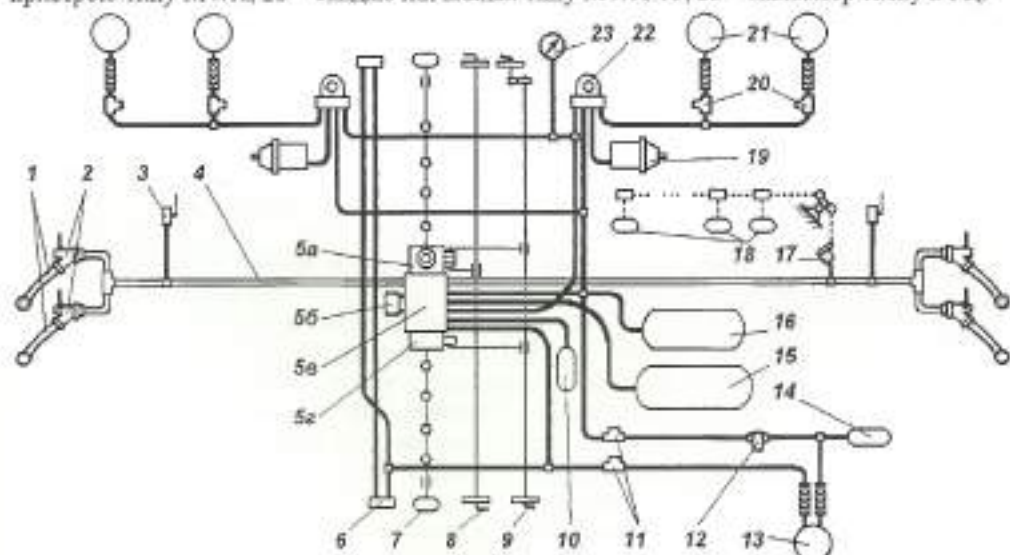


Рисунок 2.5 – Спрощена пневмосхема гальма типу KE-GPR

Призначення та функціонування аналогічних елементів гальмового обладнання вагонів RIC подібне до описаного у п. 2.3.1. Тому тут лише стисло розглянемо головні особливості гальма типу KE-GPR. На вагоні RIC передбачено **прорізню електромережу** (на рис. 2.5 не показана) для включення його до складу пасажирського поїзда СНД з ЕПГ.

ГМ на кожному кінці вагона RIC має **розв'язку**, що зумовлено потребами зручності обслуговування двотрубопроводного ПГ вагонів залізниць колії 1435 мм. На кожному

торці вагона встановлено по два з'єднувальних рукава 1, причому ручки кінцевих кранів 2 в одному міжвагонному з'єднанні мають ліве та праве навішування.

Кнопкові клапани з манометрами 6 (призначені для перевірки дії реле тиску та швидкісного регулятора на стоянці) та скоби 7 запоржків випускного клапана, а також ручки: роз'єднувального крана 8 та перемикача 9 режимів гальма – виведено на обидві бокові сторони вагона (в перетині приблизно по середині бази). Для увімкнення (вимкнення) гальма ручку 8 слід перевести у вертикальне (горизонтальне) положення. Ручка привода випускного клапана виведена також і всередину вагона (у головний коридор). У ПР КЕ₈ випускний клапан є напівавтоматичним – після короточасного відкриття цього клапана вручну, подальший повний відтік гальма відбувається автоматично. Манометр 23 тиску повітря у ГЦ розміщено в робочому тамбурі вагона.

Вагон RIC обладнується одним стоп-краном 17 захіноспропейського типу, який розміщується на трубопроводі ГМ та має тросовий привод всередину вагона. Скоби 18 для керування шим стоп-краном є у кожному пасажирському купе. Для ЕГ потрібно скобу стоп-крана ШС потягнути до себе і тримати так до повної зупинки поїзда. У тамбурах встановлено по одному типовому стоп-крану 3 залізниць коді 1520 мм.

Всі букси з одного боку вагона оснащені датчиками 21 **протиюзного пристрою** (більше див. у п. 6.5.2). Букса однієї колісної пари зі сторони робочого тамбура обладнана **швидкісним регулятором 13** (див. також п. 6.5.3). Дроселі 11 призначено для захисту ЗР від втрати стисненого повітря при неспішності гумового шланга регулятора 13. Резервуар 14 забезпечує потрібний тиск у підсистемі швидкісного регулювання. Швидкісне регулювання гальмового натиснення здійснюється лише при увімкненні гальм вагонів RIC на режим R (рос. РС). Це стосується як трісрежимного гальма з ПР КЕ₈ (вигляд щитка режимного перемикача див. на рис. 5.5,б), так і дворежимних гальм з ПР ESi4d та DAKO-GVIR. Режим звичайного тиску в ГЦ гальм систем Oerlikon та DAKO на щитку відповідного перемикача позначається літерою „O“. Експлуатаційні умови увімкнення режимів ПР типу КЕ₈ наведено у п. 7.1.

2.4 Вантажні вагони

2.4.1 Типова схема

Автоматичне гальмо вантажного вагона є **прямодіючим та невиснаженим** (див. п. 1.4.3). Залежно від призначення, конструкції та умов експлуатації вантажних вагонів їх гальмове обладнання має свої особливості. Наприклад, на вагонах типу хоппер (аби не заважати розміщенню і роботі механізмів привода кришок розвантажувальних люків) гальмове пневматичне обладнання зосереджено у підвізковому просторі одного з торців, який зазвичай називається гальмовим. В цілому гальмове обладнання вантажних вагонів характеризується більшим різноманіттям, ніж пасажирських, і окрім загальних функцій та елементів може мати специфічні. Типову схему пневматичного обладнання вантажного вагона показано на рисунку 2.6.

На рис. 2.6 позначено: 1 – з'єднувальний рукав №P17Б; 2 – кінцевий кран №190 (або №4304М); 3 – ГМ; 4 – стоп-кран №163; 5 – трійник №573; 6 – роз'єднувальний кран №372 (корковий №4300 або кузовий №4301); 7 – ПР №483М (або №483А); 8 – ЗР; 9 – авторежим №265А-1; 10 – ГЦ. Подібні елементи пневматичного обладнання вантажного вагона в цілому мають такі самі функції, які було зазначено вище щодо пневматичного гальма пасажирського вагона. Нижче розглядаються лише головні особливості пневматичної частини гальм вантажного вагона.

У зв'язку з тим, що в цілому довжина вантажних поїздів більша за довжину пасажирських і на вітчизняних залізницях застосовується лише **пневматичне керування гальмами вантажного поїзда**, – до повітропровода (гальмова магістраль, кінцеві крани та з'єднувальні рукава) вантажного вагона більш актуальною є вимога щодо **зменшення**

опору проходу стисненого повітря по всій довжині ГМ. Перетин проходу та його конструкція не повинні утворювати дроселювання повітря, аби не зменшувати швидкість розповсюдження гальмової та відпускної хвилі. Для можливості включення пасажирських вагонів до складу вантажних поїздів та для формування вантажо-пасажирських поїздів гальмова магістраль, кінцеві крани, крани екстреного гальмування та роз'єднувальні крани уніфіковані для всіх типів вітчизняних магістральних вагонів.

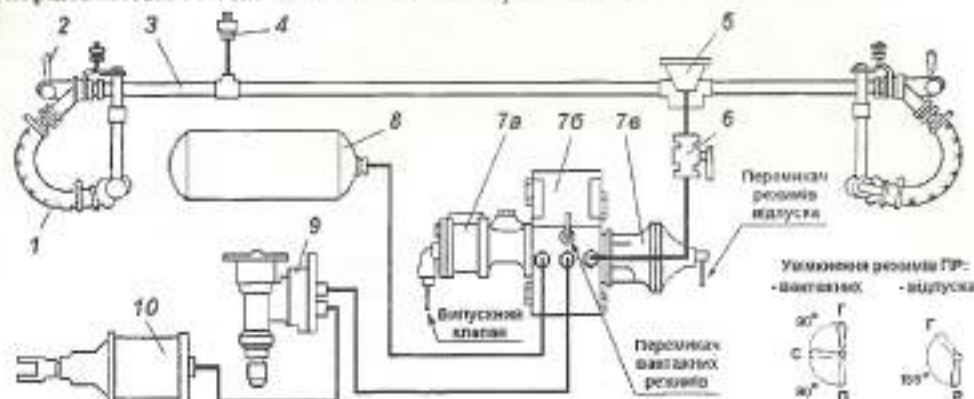


Рисунок 2.6 – Схема типового гальма вантажного вагона країн СНД

Особливістю застосування **стоп-кранів** №163 на вантажних вагонах є обладнання ступи кранами тільки вагонів, які мають перехідні гальмові площадки. Стоп-кран встановлюється у зручному місці на перехідній площадці, причому без ручки. Вказана ручка видається працівнику-залізничнику, який за посадовими обов'язками знаходиться на зазначеній площадці вантажного вагона. Згідно із системою нумерації вагонів, яка діє на залізницях країн СНД, вантажний вагон із гальмовою **перехідною площадкою** у своєму восьмизначному номері має цифру „9” в якості передостанньої. Наприклад, хоппер-пемелтовоз із перехідною площадкою може мати номер 93012391.

Найбільш складний за власною конструкцією елемент схеми за рис. 2.6 – це повіторозподільник 7, який складається із закріпленого переважно у середній частині підвагонного простору двокамерного резервуара 7б (№295-1 або №295М-1), а також головної 7а (№270-023) та магістральної 7в (№483М.010 або №483А.010) частин. На обидві бокові сторони вагона виведені повідці від випускного клапана, а також приводи рукоятки перемикача вантажних режимів. Рукоятка перемикача режимів відпуску не має подібного виведення. Фіксовані положення рукояток зазначених перемикачів умовно зображено на рис. 2.6, а режим ввімкнення ПР №483 наведено у п. 7.1.

У якості типового гальмового циліндра на чотирьохвісних вагонах використовуються ГЦ №118Б (власною вагою 110 кг, з литим чавунним корпусом) або №002 (вагою 69 кг, із штампованим сталеним корпусом) кожен із внутрішнім діаметром 356 мм (14”), а на вагонах більшої вісності – №519А із внутрішнім діаметром 400 мм (16”). Чавунні ГЦ №118Б і №519А мають нежорстке з'єднання штока з поршнем для забезпечення самовстановлення. Окрім меншої власної ваги сталеві ГЦ також більш витривалі ніж чавунні до можливих ударів під час експлуатації. Для запобігання руйнуванню чавунного переднього днища від удара по ньому поршня **забороняється** подавати до ГЦ стиснене повітря, якщо вихід штока не обмежено упором або ГЦ не під'єднано до ГВП вагона.

Задні днища всіх типових ГЦ колії 1520 мм має **контрольний отвір** з трубного циліндричного різьбою типорозміру G½-B для під'єднання (у разі потреби) манометра. У звичайному стані цей отвір заглушено різьбовою пробкою.

Гальмовий циліндр під'єднано до ПР не безпосередньо, а через автоматичний регулятор режимів гальмування (авторегим). Авторегим призначається для обмеження

величини найбільшого тиску повітря в ГЦ залежно від просідання вагона на ресорах, тобто від ступеня фактичної навантажувальності вагона. Взагалі, авторежими доцільно застосовувати на вагонах, у яких значно відрізняється вага тари від ваги бруто. До таких вагонів відносяться практично весь вантажний парк та такі вагони пасажирського типу: вагони електро-, метро- та дизель-поїздів, а також поштові та багажні вагони.

На чотиривісних вантажних вагонах використовується ЗР типу Р7-78 (як і на пасажирських вагонах). На шести- або восьмивісних – для утворення більшого запасу стисненого повітря аби наповнювати ГЦ більшого об'єму – або один ЗР типу Р7-135, або одночасно два – типу Р7-78 та Р7-55 чи обидва типу Р7-78.

Розглянемо особливості дій з кінцевими кранами залізниць колії 1520 мм. В кожному міжвагонному з'єднанні знаходиться два кінцевих крана, по одному на кожній одиниці рухомого складу, які зчеплені одна з одною. При цьому в одному міжвагонному з'єднанні ближчий до джерела стисненого повітря (локомотива або стаціонарної компресорної установки) кінцевий кран прийнято називати **супутним**, а інший – **зустрічним**. Кінцевий кран є триходовим: у його відкритому положенні відросток, що іде до з'єднувального рукава, сполучається з ГМ та відкривається від атмосфери; а у закритому (ручка крана займає положення поперек ГМ) – навпаки. Сполучення порожнини з'єднувального рукава з атмосферою при перекритому кінцевому крані зроблено для того, щоб виконувати роз'єднання рукавів без залишкового тиску в них. У загальному випадку **перекривати або відкривати слід обидва кінцевих крана одного міжвагонного з'єднання**. Якщо перекрити лише один кінцевий кран у міжвагонному з'єднанні поїзда, то стиснене повітря буде виходити з ГМ до атмосфери крізь так званий **контрольний отвір** діаметром 6 мм цього крана. Тому при перекритті лише супутнього кінцевого крана поступово спорожніє хвостова частина ГМ складу поїзда; а при перекритті лише зустрічного – буде втрата стисненого повітря у головній частині ГМ.

2.4.2 Посадження гальм систем СНД та УС в одному поїзді

Інтеграційні процеси залізниць країн СНД та УС породжують проблему створення рухомого складу, який би міг експлуатуватись і на коліях 1520 мм, і на коліях 1435 мм. Такий рухомий склад отримав скорочену назву **Схід-Захід**. До об'єктивних перешкод створення вагонів Схід-Захід відносяться певні конструкційна та експлуатаційна несумісність гальм систем СНД та УС при включенні їх до складу спільного поїзда. Для подолання названої проблеми щодо гальм опрацьовано три способи [16]:

- організаційно-технічний;
- застосування суміщеного гальма;
- використання комбінованого гальма.

Найбільш простим з технічної точки зору, але доволі правемістким при експлуатації, способом є **організаційно-технічний**. За цим способом під час попередніх натурних експериментів знаходять потрібні режими увімкнення ПР вагонів та розміщення обмеженої кількості груп останніх у складі поїзда. Перевагою цього способу є використання існуючого гальмового обладнання вагонів, а недоліком – необхідність суворого дотримання схем формування поїзда. Даний спосіб вперше було застосовано під час експлуатації вантажних вагонів СРСР та вагонів RIV на паромній переправі Іллічівськ-Варна. У вітчизняній практиці подібний спосіб використано під час експлуатації цистерн типу 406R фірми DEC (Dyrekcja Eksploatacji System, Польща).

Спрощену пневмосхему **суміщеного гальма** показано на рисунку 2.7. При такій схемі вагон обладнують двома різного типу повітророзподільниками (ПР1 і ПР2), кожен з яких під'єднано до загальної гальмової магістралі ГМ власним роз'єднувальним краном К1 і К2. Ці ПР з'єднано з гальмовим циліндром ГЦ через чотириходовий кран К3. За рахунок ручного перемикачів положення останнього крана керування гальмами виконується лише одним із ПР, а інший при цьому з'єднується з атмосферою.

Суміщене гальмо вирізняється простотою конструкції, використанням типових приладів керування для залізниць кожної ширини колії. При цьому не потрібна підготовка обслуговуючого персоналу, оскільки гальмові прилади вмикають згідно з діючими інструкціями експлуатації залізниць відповідної країни. Разом з цим, розглянута схема потребує ручного перемикавання положень роз'єднувачів та чотириходового кранів, вона збільшує вагу тари та вартість вагона. Подібною схемою за проектом ДП ПКТБВ (м. Київ) у дослідному порядку обладнано шкєтерни типів 5456.81 та 5470.81 фірми VTG (Vereinigte Tanklager und Transportmittel, Німеччина) для їх експлуатації на залізницях України.

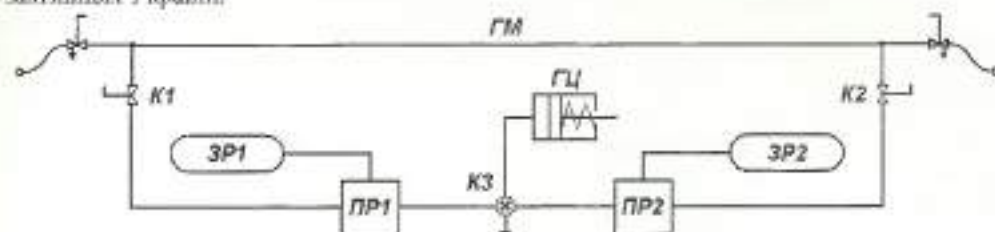


Рисунок 2.7 – Принципова пневматична схема суміщеного гальма

Спеціально для вагонів Схід-Захід створено комбіноване (гібридне) гальмо, пневматична схема якого має один ПР 483/КЕ. Цей ПР посєднує якості приладів №483 (МТЗ, СРСР) та системи КЕ (Klotz-Bremse, Німеччина). Зазначений ПР має такі три ручні перемикачі: а) стану гальма (увімкнено/вимкнено), б) різновиду колії (для експлуатації на залізничних країнах СНД або УІС), в) поточного стану вагона (порожній/навантажений). Перемикач різновиду колії „УІС/483” слід перемикаати при вимкненому ПР, тому привод цього перемикача обладнано блокувальним пристроєм, який забезпечує механічний зв'язок з перемикачем стану гальма. Зазначені перемикачі, а також повідчі ручного привода випускного клапана ПР можуть обслуговуватися з обох бокових сторін вагона.

Пневматична схема комбінованого гальма в цілому подібна до типової (див. рис. 2.6), але має такі особливості. ПР встановлено в „розрив” ГМ (як це прийнято на вагонах УІС), а не відводом труби від ГМ (що притаманно гальмам вагонів країи СНД). ГМ виконано за нормами колії 1520 мм трубами 1¼”, а розводку пневмосхеми на вагоні здійснено трубами ½”. Разом із ПР 483/КЕ застосовується один ЗР об'ємом 100 л та один ГЦ типу ВГ із внутрішнім діаметром 16”. Для під'єднання манометра з метою перевірки тиску в ГЦ, на трубі ½” пневмопроводу вагона, яка іде від ПР до ГЦ, передбачено трійник. Відвід трійника у звичайному стані заглушено різьбовою пробкою. Замість цієї пробки, за необхідності, може бути встановлено манометр на різьбі М15. На обидва з'єднувальні кінцеві рукави наноситься відмітка про приписку вантажного вагона до залізничної країни-власниці, наприклад, «РЖД», якщо власником цього вагона є Російська Федерація.

Окрім перемикача „порожній/навантажений”, який дозволяє задавати найбільший тиск у ГЦ вагона з ПР 483/КЕ, зусилля натиснення гальмових колодок також залежить і від положення перемикача різновиду колії. Ручний привод перемикача „УІС-483” механічно зв'язано з так званним **вантажним перемикачем**, який є особливістю гальма вантажних вагонів УІС. Вантажний перемикач – це пристрій, що механізує зміну передаточного числа ГВП шляхом зміни співвідношення плечей горизонтальних важелів. На вагонах СНД з цією метою вручну переставляють затяжку (див. поз. 4 на рис. 4.6) цих важелів. Передаточне число ГВП вагона для слїдування по залізничних колїях 1520 мм встановлюється **меншим**, ніж для колїї 1435 мм, що зумовлено різницею коефіцієнтів зчеплення колїс із рейками. Для вагонів Схід-Захід типовий вантажний перемикач УІС доповнено кінематичним ланцюгом, який, залежно від положення перемикача „УІС-483”, встановлює відстань *А* (див. рис. 4.4) для ітатної роботи застосованого гвинтового авторегулятора типу DRV2A-600.

3 СХЕМИ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМ

Електропневматичним називається гальмо рухомого складу, керування яким здійснюється електричним струмом, а енергія для створення зусилля на штоці гальмового циліндра утворюється за допомогою стисненого повітря [17]. Основні процеси ЕПГ подібні відповідним процесам пневматичного гальма: зарядження, гальмування, перекришка та відпуск. Система ЕПГ поєднує комплекс пристроїв, для створення (машиністом або автоматично) електричних сигналів для керування гальмом, передачу цих сигналів на кожну одиницю рухомого складу поїзда та зміну тиску повітря у ЦД фрикційного гальма відповідно до поточного електричного сигналу. На магістральних залізницях країн СНД застосовуються ЕПГ **примодіючого неавтоматичного** типу.

Основні складові прилади системи ЕПГ поїзда електрично поєднують в загальну електромережу. При цьому на локомотиві знаходяться: кран машиніста з електроконтролером; світловий сигналізатор режимів функціонування ЕПГ (з трьома лампами: О – відпуск; П – перекришка та Т – гальмування); джерело електричного струму та електронівітрозподільник. Подібні ЕПГ встановлено на кожному вагоні складу поїзда. Уздовж всього поїзда проходить загальна електромережа ЕПГ.

Головна **перевага ЕПГ** по відношенню до ПГ – це практично одночасна дія гальм всього складу поїзда. Завдяки одночасності спрацювання ЕПГ на всіх вагонах поїзда забезпечується плавне та легко кероване гальмування. Застосування ЕПГ сприяє як невиснаженості дії гальм, так і підвищенню їх ефективності. При ЕГ скорочення гальмової путі складає 6...10 %, а при найбільш часто застосованих службових гальмуваннях – 15...20 %. Основна **класифікаційна ознака** схеми ЕПГ – кількість лінійних електродротів.

3.1 Пасажи́рські поїзди локомотивної тяги

На вітчизняних пасажирських поїздах локомотивної тяги використовується так звана **дводотова** схема ЕПГ, яка використовує також рейки та металоконструкцію рухомого складу в якості провідників електричного струму. Застосування лише двох дротів на пасажирських вагонах зумовлено частими переформуваннями складу поїзда в експлуатації, що потребує мінімальної кількості дротів, яка забезпечить найбільш просте їх з'єднання між одиницями рухомого складу. Два лінійні провідники електричного струму, що знаходяться на кожній одиниці рухомого складу в пасажирському поїзді, називаються **робочим** (який умовно позначається №1) та **контрольним** (умовно позначається №2) дротами. Робочий дріт використовується для передавання електричних сигналів керування режимами гальма, а контрольний – для безперервного контролювання проходження електричного струму відокремленою електричною мережею поїзда. При цьому контроль працездатності електричної схеми (проходження електричних сигналів уздовж всього поїзда) виконується: у положеннях гальмування та перекришки – **постійним струмом**; у положенні відпуску та зарядженні гальма – **змінним струмом**.

Керування таким ЕПГ виконується зміною полярності постійного електричного струму в лінійних дротах та рейках, що ілюструється на рисунку 3.1, де показано електричну схему хвостового вагона поїзда. Під час гальмування (див. рис. 3.1,а) за допомогою контролера крана машиніста між робочим дротом 1 та рейками створюється різниця потенціалів („плюс“ – у лінійних дротах, „мінус“ – у рейках). Під дією постійного струму обидва

соленоїда ЕПР – вентиль перекришні (**ВП**) та вентиль гальмування (**ВГ**) – є збуджені. Пояснення дії пневматичної частини ЕПР давалися у п. 1.4.4 (див. рис. 1.6).

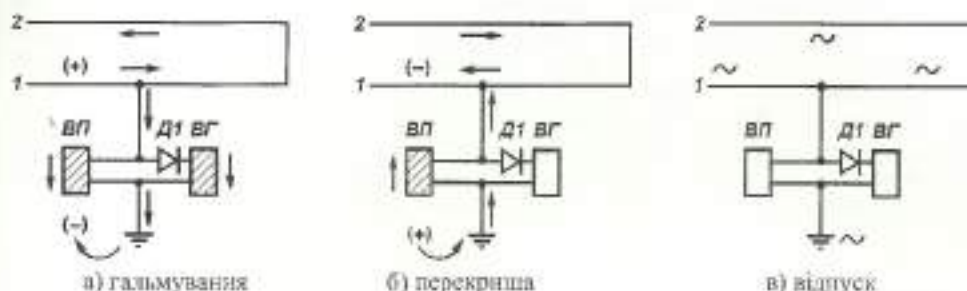


Рисунок 3.1 – Схема дводротового ЕПР

У положенні **перекришні** (див. рис. 3.1,б) гальмо переводиться контролером крана машиніста шляхом зміни полярності постійного електричного струму („мінус“ – у лінійних дротах, „плюс“ – у рейках). При цьому завдяки наявності діода **Д1** у збудженому стані знаходиться лише соленоїд **ВП**, а соленоїд **ВГ** – знеструмлено.

У положенні **відпуску** гальм (див. рис. 3.1,в) контролером крана машиніста до електролітичного ЕПГ подається змінна напруга, тому соленоїди **ВП** та **ВГ** знаходяться у незбудженому стані (не виявляють властивостей постійних магнітів).

У розглянутій схемі застосовується кран машиніста № 395М-4-01 та ЕПР №305. В якості діода в ЕПР №305 останніх років випуску використовується випрямний діод серії **КД205** з будь-яким літерним індексом (раніше застосовувався селеновий випрямляч). Кожен соленоїд ЕПР №305 споживає потужність до 7 Вт. Мінімальна напруга постійного струму для збудження соленоїда – 30 В. Значна електрична потужність соленоїда призводить до падіння напруги керування від локомотива до хвостового вагона, що обмежує кількість вагонів у складі пасажирського поїзда з точки зору керуваності ЕПГ. Для подолання зазначеної особливості було розроблено дослідні ЕПР №305-2, які за рахунок застосування двох діодів, забезпечують одночасну роботу лише одного соленоїда у відповідному режимі (**ВГ** – при гальмуванні, та **ВП** – при перекришні), що зменшує уділі споживану потужність порівняно з ЕПР №305.

На вагонах для контрольованого з'єднання дротів використовуються клемові коробки: №316-8 (з трьома відводами) та 317-8 (з двома відводами). На одному вагоні встановлено одну коробку №316 (в середній частині нижньої рами, для відводу дротів до ЕПР) та дві – №317 (на буферних брусах). Робочий струм – постійний з номінальною напругою 50 В; контрольний – змінний струм з номінальними напругою 47 В та частотою 625 Гц. В якості робочого та контрольного дротів використовують монтажні дроти з гумовою або поліхлорвініловою ізоляцією, що розраховані на номінальну напругу 1000 В. Перетини монтажних дротів: 1,5; 2,5 та 4,0 мм². Для робочого дроту повинен застосовуватися дріт, який має більший перетин, ніж для контрольного. Соленоїди ЕПР під'єднуються лише до робочого дроту. Зазначені особливості схеми направлені на забезпечення найменшого падіння напруги в електромережі поїзда. При ЕПГ соленоїд **ВГ** збуджується напругою приблизно на 0,7 В меншою, ніж її значення на клемі ЕПР даного вагона, – за рахунок падіння напруги на діоді **Д1**. Тому саме **падіння напруги** у мережі ЕПГ є визначальним для довжини складу пасажирського поїзда.

Елементи, що входять до лінії робочого дроту, розраховано на середнє електричне струмове навантаження 6 А. Середнє електричне навантаження контрольного дроту в складі пасажирського поїзда становить близько 0,1 А.

Для збирання електричної схеми ЕПГ розроблено спеціальну конструкцію міжвагонного з'єднувального рукава №369А. Контрольний дріт підведено до його чавунової головки, а

робочий – до латунного підпружиненого пальця, який електрично ізольований від головки. При відсутності натиснення на названий палець під дією його пружини робочий та контрольний дроти автоматично відходять, що відбувається у зовнішньому рукаві хвостового вагона (див. рис. 3.2). При з'єднанні рукавів сусідніх вагонів пальці натиснюють один на один. Це, по-перше, розмикає контакт робочого і контрольного дрітів у кожному рукаві, а, по-друге, забезпечує збирання електросхеми ЕПГ (дріт №1 – палець-палець та дріт №2 – головка-головка). На зовнішньому кінці локомотива рукав ГМ навішується на спеціальний підвісі (інакше в цьому рукаві поєднуються дроти №1 та №2 схеми ЕПГ і струм контролю буде циркулювати лише в межах локомотива, тобто контроль схеми складу поїзда буде відсутній).

3.2 Електро- та дизельпоїзди

На електропоїздах усіх серій та дизель поїздах ДР-1П на залізницях країн СНД застосовується так звана п'ятидротова схема ЕПГ зі зворотним незаземленим дрітом. Лінійні дроти їх ЕПГ з'єднано між вагонами за допомогою **багатоcontactних електричних роз'єднів**, які поєднують з ланцюгами керування поїзда. Вагони електро- та дизельпоїздів достатньо рідко роз'єднуються в експлуатації, тому наявність додаткових електричних міжвагонних з'єднань практично не впливає на надійність роботи ЕПГ. Зазначена кількість лінійних дрітів забезпечує найбільш **просту конструкцію** електросхеми ЕПР та **нечутливість** схеми до замикання одного з дрітів на металоконструкцію одиниці рухомого складу. На рисунку 3.2 показано фрагмент схеми ЕПГ, який відноситься до одного проміжного вагона складу поїзда. В даному разі для керування ЕПГ використовується кран машиніста №395-5-01 з електроконтролером та універсальні стандартні **перемикачі (ППТ)** з трьома положеннями, які відповідають поточному стану вагона складу поїзда: головний, проміжний або хвостовий. В якості ЕПР застосовуються прилади №305-1.



Рисунок 3.2 – Схема п'ятидротового ЕПГ

Процес **гальмування** (див. рис. 3.2,а) забезпечується прикладенням за допомогою контролера крана машиніста постійної напруги до робочих дрітів 3 (дріт гальмування) і 4 (дріт **перекриття**) та зворотного дроту 5, що викликає збудження соленоїдів **ВП** та **ВГ**. При цьому **сигнальний дріт 2** використовується для контролю наявності тиску в ГЦ, а **блокувальний дріт 1** задієно у схемі керування. Під час **перекриття** (див. рис. 3.2,б) контролером крана машиніста напруга залишається прикладеною лише до дроту 4, що підтримує збуджений стан соленоїда **ВП**. При **відпущеному стані** ЕПГ струм тече лише по зворотному дроту 5, який в даному разі забезпечує контроль проходження струму вздовж електромережі поїзда (за умови правильного умикавання перемикачів ППТ на вагонах). Отже, у відпущеному стані гальма дана схема ЕПГ не споживає електрострум, однак це не дозволяє постійно контролювати наявність електроконтакту знеструмленних лінійних дрітів. Таким чином, контроль усіх дрітів п'ятидротової схеми ЕПГ виконується лише під час гальмування, а у відпускнутому положенні контролюється один зворотний дріт схеми. Для керування шим ЕПГ використовується постійний струм з номінальною

напругою 50 В без зміни полярності її прикладення, що значно **спрощує** електросхему в цілому. Відсутність у схемі діодів робить меншим падіння напруги керування. Електрична ізолюваність п'ятидротової схеми під рейок виключає у штатному режимі небажаний взаємний вплив струмів ЕПГ та автоматичної локомотивної сигналізації (АЛС).

3.3 Вантажні поїзди

Як видно з попереднього опису схем ЕПГ, найбільш простою за керуванням та застосуванням є схема з п. 3.2. Вибір електричної схеми зі зміною полярності струму під час керування (див. п. 3.1) було зроблено з метою застосування у перспективі ЕПГ і для вантажних поїздів, що суттєво зменшить як їх тальмові путі, так і рівень подовжніх зусиль в них під час гальмування. З урахуванням складних умов експлуатації рухомого складу вантажного парку доцільно застосувати ЕПГ без додаткових електричних роз'ємів у міжвагонних з'єднаннях. Зазначений вимозі відповідає схема **однодротового ЕПГ**. Наявність на кожному вантажному вагоні одного лінійного дроту, який підведено до металевих головок повітряних з'єднувальних рукавів, дозволить одночасно з утворенням гальмової магістралі без додаткових пристроїв надійно створювати електричну схему ЕПГ. Тобто, в якості електричних роз'ємів можуть використовуватись головки міжвагонних рукавів гальмового повітропровода. Альтернативний варіант утворення електричного міжвагонного з'єднання передбачає застосування з цією метою модернізованого автозчепу. В однодротовій схемі в якості зворотного провідника електроструму використовують металоконструкцію одиниць рухомого складу та рейки подібно до схеми ЕПГ пасажирських вагонів локомотивної тяги (див. рис. 3.1).

Принципову схему однодротового ЕПГ показано на рисунку 3.3, де зображено електросхему хвостового вагона. Тут в ЕПР використовуються два діоди **Д1** та **Д2**, а на хвостовому вагоні лінійний дріт замкнено на рейки через конденсатор **К1**. При цьому до лінійного дроту та рейок **постійно підводиться змінна напруга**, яка використовується для контролю проходження струму вздовж поїзда. Така напруга не викликає збудження соленоїдів **ВП** та **ВГ**.

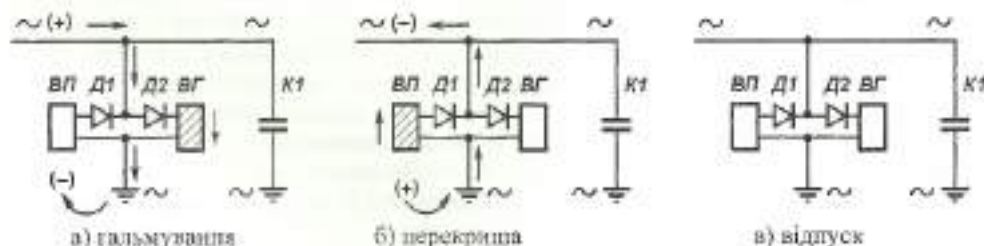


Рисунок 3.3 – Схема однодротового ЕПГ

При **гальмуванні** до схеми прикладається напруга постійного струму: „плюс” – до лінійного дроту, а „мінус” – до рейок. Це викликає збудження соленоїда **ВГ** та забезпечує гальмування. При **перекришці** до схеми прикладається напруга постійного струму такої полярності: „мінус” – до лінійного дроту, а „плюс” – до рейок. Цим забезпечується збудження соленоїда **ВП** та, за рахунок дії ЕПР, утримування досягнутого тиску в ГЦ. У **відпусковому** положенні ЕПГ та при зарядженні гальм постійна напруга до схеми не підводиться, що зумовлює незбуджений стан обох соленоїдів **ВП** та **ВГ**.

Схема однодротового ЕПГ магістральних вантажних поїздів реалізована лише у дослідному порядку. Постійна наявність змінної напруги контролю в цій схемі ЕПГ має додаткову перевагу, оскільки дозволяє у вантажних поїздах здійснити перехід до більш сучасного хвостового сигналу з електричним підсвітленням.

4 ГАЛЬМОВІ ВАЖІЛЬНІ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Загальні відомості

Гальмова важільна передача являє собою просторовий механізм, приведення якого у дію забезпечується одним гальмовим циліндром. При цьому на запізничному рухомому складі завжди застосовують ГЦ **односторонньої** дії, тобто вихід штока забезпечується енергією стисненого повітря, а у зворотному напрямку шток рухає відпущена пружина. Це пов'язано з тим, що застосування ГЦ **двосторонньої** дії суттєво ускладнює пневматичну схему керування гальмом. В якості кінематичних пар у механізмі ГВП переважно використовуються однократні шарніри, значно рідше – двократні. При цьому складне питання усунення зайвих зв'язків у механізмі ГВП вирішується переважно за рахунок зазорів у шарнірах. Завдяки використанню виключно шарнірів у механізмах ГВП колодкового гальма виникає **протиріччя** між поступовим рухом штока ГЦ та обертовим рухом важелів. Це протиріччя усувається або за рахунок зазору в шарнірі ГВП поблизу штока ГЦ, або спеціальною конструкцією з'єднання штока ГЦ з його поршнем (так званий плаваючий чи самовстановлюваний шток), або шляхом шарнірного закріплення ГЦ на рамі однієї рухомого складу.

Вищі кінематичні пари використовуються лише у ГВП дискових гальм та у ГЦ, які мають самовстановлюваний шток. Остання з названих властивостей також дозволяє найбільш просте закріплення ГЦ на рамі рухомого складу – жорстке.

Характерною рисою при створенні сучасних ГВП є прагнення виходу найбільш простої конструкції. **Локомотивні** переважно мають колодкове фрикційне гальмо, оскільки при дисковому гальмі в експлуатації спостерігається зменшення коефіцієнта зчеплення коліс із рейками, що обмежує тягове зусилля. **Вагони локомотивної тяги** можуть мати в якості основного фрикційного гальма як колодкове, так і дискове.

На вагонах із дисковим гальмом та на локомотивах застосовують **багатоциліндрові** системи гальмування. В багатоциліндрових системах на одній одиниці рухомого складу розміщуються декілька незалежних ГВП, що дозволяє виконати кожну ГВП з найменшою кількістю важелів. При цьому зменшуються втрати на тертя і передача працює більш стабільно, з малими змінами кутів відхилення важелів зі зносом гальмових колодок (накладок). Однак, зазначені переваги супроводжуються наступними недоліками. Збільшується кількість акторегуляторів виходу потоків ГЦ та ускладнюється конструкція ручного гальма, особливо якщо потрібно забезпечити загальмовування на стоянці всіх коліс від одного привода. Крім того, багатоциліндрова система із розміщенням гальмових циліндрів на візках потребує відповідного збільшення кількості гнучких з'єднувальних рукавів порівняно з одноциліндровою системою, а отже і зростає кількість потенційних місць витоків стисненого повітря з гальмової системи.

На вагонах з колодковим гальмом переважно застосовують **одноциліндрові** системи гальмування. При цьому більш довершеною є схема із **симетричною** ГВП, в якій ГЦ розміщується в середній частині вагона між візками і до одного візка їде кінематичний ланцюг від штока ГЦ, а до іншого – від кронштейна мертвої точки, який закріплюється на протилежному від штока ланці ГЦ. При симетричній схемі ГВП зусилля, що розвиває ГЦ, прикладені до нього з двох боків і у протилежних напрямках, тобто вони власною рівноважуються, і вузол кріплення ГЦ до рами витримує лише навантаження від ваги ГЦ. Симетричні ГВП притаманні вагонам пасажирського парку країн СНД та переважній більшості вагонів вантажного парку, окрім вагонів типу конер.

При **несиметричній** схемі ГВП ГЦ розташовується на самому початку кінематичного ланцюга. При цьому вузол кріплення ГЦ навантажується значно більшим за величиною, ніж власна вага ГЦ, зусиллям, а саме зусиллям, яке розвиває ГЦ уздовж свого штока під дією стисненого повітря. Несиметричні схеми ГВП на залізницях країн СНД застосовуються на локомотивах та вагонах-хоперах.

Конструкція ГВП та її складність значною мірою залежить від числа гальмових колодок, які діють на одне колесо. Еволюція конструкцій колодкових гальм на сучасному етапі прийшла до того, що пасажирські вагони та локомотиви обладнуються ГВП з **двостороннім** натисненням колодок на одне колесо, а вантажні вагони та локомотиви, як правило, – з **одностороннім**. ГВП з двостороннім натисненням значно складніші за конструкцією, мають більше важелів та шарнірів, суттєво більшу вагу та складність обслуговування в експлуатації порівняно з ГВП, які мають одностороннє натиснення. Однак, перелічені недоліки компенсуються такими **перевагами**. Природньо, що у ГВП з двостороннім натисненням величина цього натиснення на одну колодку відносно менша. Меншому питомому натисненню відповідає більший коефіцієнт тертя гальмової колодки, а отже і більша ефективність гальма. Крім того, при двосторонньому натисненні зусилля від гальмових колодок, що розташовані по різні боки колеса, не навантажують буксовий вузол, бо взаємно зрівноважуються. Переваги двостороннього натиснення гальмових колодок найбільш суттєво проявляються при чавунних гальмових колодках і гальмуваннях з високих швидкостей руху та на крутих затяжних спусках. На рівнинних профілях колій в експлуатації спостерігається менший ваговий знос гальмових колодок при односторонньому їх натисненні. До того ж одностороннє натиснення погіршує умови охолодження коліс при гальмуванні, що важливо при композиційних колодках.

4.2 Передаточне число

Передаточним числом ГВП називають відношення теоретичної (тобто без урахування втрат на тертя у кінематичних парах) суми зусиль натиснення всіх гальмових колодок, що приводяться у дію від одного гальмового циліндра, до зусилля, яке утворюється уздовж штока цього ГЦ (під дією стисненого повітря та відпущеної пружини). Подібним чином визначають і передаточне число ручного гальма – відношення теоретичної суми зусиль натиснення всіх гальмових колодок, що приводяться у дію від одного штурвала, до зусилля, яке прикладає до ручки цього штурвала робітник. Це так звані **силові передаточні числа**.

Розрізняють **кінематичне** (геометричне) передаточне число ГВП, яке використовують у розрахунках, що потребують великої точності. При визначенні кінематичного передаточного числа враховують кути, які утворюють між собою важелі при передаванні зусиль.

Виділяють два різновиди елементарних важелів:

- першого роду – якщо точка опори важеля знаходиться у його середній частині;
- другого роду – якщо точка опори важеля знаходиться на його кінці.

На рисунку 4.1 показано важелі та їх функціональні точки та плечі. Функціональні точки важелів: а) точка прикладення зусилля до важеля – **X**; б) точка передачі (зйому) прикладеного зусилля – **Y**; в) точка обертання (опора) – **Z**. За цих позначень плечі важеля є такими: а) **ведуче** – відрізок **XZ**; 2) **ведене** – відрізок **YZ**.

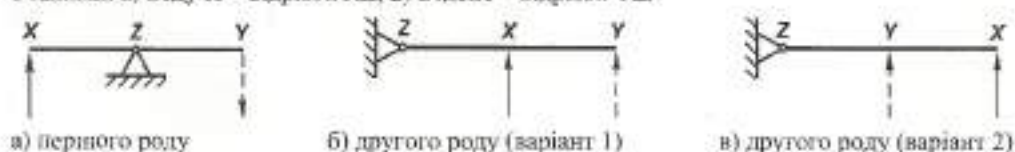


Рисунок 4.1 – Різновиди елементарних важелів

Ступінь перетворення важелем зусилля називається передаточним числом важеля, яке дає собою відношення довжин вепучого та веденого плечей

$$\mu = XZ / YZ \quad (4.1)$$

Звілси, наприклад, якщо $n > 1$ (див. рис. 4.1,б), то важіль забезпечує вииграш у зусиллі та, водночас, такий самий програш у переміщенні. В кінематичному ланцюгу ГВП зазначеного рухомого складу розрізняють два типи ланок: а) які перетворюють зусилля ПЦ (саме ці ланки називаються елементарними важелями або просто важелями) та б) які не беруть участі у перетворенні зусилля ПЦ (тяги, розпорки, підвіски, серги, муфти тощо).

Основні правила розрахунку передаточного числа ГВП такі. Якщо у процесі притиснення колодки (накладки) послідовно задіяні декілька елементарних важелів, то загальне передаточне число до неї дорівнює добутку передаточних чисел усіх задіяних при цьому елементарних важелів. Передаточне число від одного гальмового циліндра до всіх колодок (накладок), які він приводить у дію, дорівнює сумі передаточних чисел від цього циліндра до кожної окремої колодки (накладки). З метою рівномірного зносу колодок ГВП проектується таким чином, щоб передаточні числа від гальмового циліндра до кожної з колодок (накладок), яку він приводить у дію, були **однаковими**.

Для ГВП вагонів із коловодним гальмом характерним є розташування колодок, що притиснюються до коліс однієї колісної пари, по один бік від останньої. При цьому колодки, що дють на колеса однієї колісної пари, розміщуються на загальній гальмовій балці. Ця балка на вітчизняних вантажних вагонах називається **триангель**, а на пасажирських – **траверса**.

Особливістю ГВП рухомого складу є так званий кут занеження гальмової колодки. На рисунку 4.2 пояснюється фізичний сенс кутів нахилу для колодкового гальма.

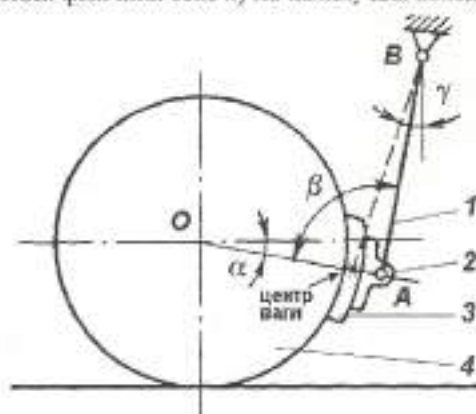


Рисунок 4.2 – Кутт нахилу козлоткового гальма

Як вище зазначалося, на залізничному рухомому складі в якості ГЦ використовують пневматичні циліндри односторонньої дії. Для поліпшення відводу гальмових колодок від колес при відпуску гальма доцільно мати певний кут γ (див. рис. 4.2), аби підвіска 1, разом з башмаком 2 та встановленою в нього колодкою 3 під власною вагою, після припинення гальмування, відходила від коліс 4. Кут β , який називається **кутом підвішування**, доцільно мати прямим, оскільки в цьому випадку зусилля дії ГЦ при гальмуванні буде створювати найбільше зусилля натиснення колодки 3 на колесо 4. Зазначені два міркування призводять до необхідності наявності кута α , який називається **кутом зниження гальмової колодки**. Зрозуміло, що внаслідок змін в експлуатації, як величини діаметра залізничних коліс (внаслідок їх обточування), так і товщини гальмових колодок (через їх зношування), – всі перераховані кути не є постійними. Найбільше значення кута α на однійних вітчизняного залізничного рухомого складу є: для локомотивів – 30° для вагонів – 10° .

Для ГВП з одностороннім натисненням гальмових колодок на колеса існує явище зміни величини гальмового натиснення, якщо кут підвішування відрізняється від прямого. З рис. 4.2 зрозуміло, що залежно від напрямку обертання колеса 4 сила тертя між колодкою та колесом при гальмуванні буде викликати або розтягування, або стиснення підвіски 3. Приймемо для визначеності, що кут підвішування $\beta > 90^\circ$, а колесо обертається проти годинникової стрілки (див. рис. 4.2). У такому разі при гальмуванні підвіска буде розтягуватися силою тертя між колодкою та колесом. Позначимо подовжню реакцію у стрижні підвіски через N , а кут у точці B між лінією підвіски AB та перпендикуляром до лінії OA – через δ . За перелічених умов виникне додаткова сила $N \cdot \tan \delta$, на яку збільшиться натиснення гальмової колодки на колесо, що, у свою чергу, призведе до збільшення гальмової сили. При обертанні колеса у протилежному напрямку – відповідно буде спостерігатися зменшення гальмової сили. Якщо кут $\beta < 90^\circ$, то гальмова сила навпаки буде зменшуватися у разі виникнення реакції розтягування підвіски та збільшуватися – у разі реакції стиснення підвіски.

Зазначене явище посилюється у разі зменшення довжини підвіски, оскільки при коротких підвісках збільшується величина кута δ . Тому для унеможливлення заклинювання колісних пар для ГВП з одностороннім натисненням рекомендується довжину підвіски обирати не менше 80 % від радіуса колеса.

При двосторонньому натисненні гальмових колодок на колесо та однакових кутах підвішування з обох його боків зміни гальмової сили не відбувається навіть якщо $\beta \neq 90^\circ$. В цьому випадку, звичайно, також виникатимуть реакції у підвісках, але ці реакції будуть мати протилежні напрямки. Тому за рахунок симетрії – на скільки буде збільшуватися натиснення колодки з одного боку колеса, на стільки ж буде зменшуватися натиснення колодки з іншого боку того ж колеса. Звідси стає зрозумілим, чому ГВП з одностороннім натисненням розробляється такою, що в межах візка колодки притиснюються з різних боків колісних пар. Це більшою мірою дозволяє зберігати незмінним гальмове натиснення хоча б у межах візка.

ГВП повинна відповідати таким вимогам:

- схема ГВП повинна забезпечувати рівномірний розподіл зусиль на всі гальмові колодки; величина гальмового натиснення практично не повинна залежати як від кутів підвішування, так і від виходу штока гальмового циліндра;
- при відпуску гальмові колодки повинні надійно та рівномірно відходити від коліс під власною вагою та дією відпускної пружини ПЦ;
- ГВП повинна бути оснащена автоматичним регулятором для забезпечення виходу штока гальмового циліндра у нормативних межах та постійного зазору у вузлах тертя (колодками та колесами або накладками та дисками);
- важелі та тяги повинні мати достатню міцність (щоб витримувати діючі сили без значних деформацій) та жорсткість (щоб не втрачати стійкості під дією стискаючих зусиль), а також витримувати наявну в експлуатації вібрацію;
- шарнірні з'єднання ГВП для збільшення терміну їх служби, зменшення як обсягів ремонту, так і внутрішнього тертя, доцільно оснащувати зносостійкими втулками;
- повинні бути передбачені захисні пристрої, що запобігають падінню на колію та вихід за межі габариту рухомого складу деталей ГВП в разі їх розриву, зламу та інших несправностей (за відсутності несправностей ГВП зазначені захисні пристрої не повинні брати участь у роботі ГВП або навантажуватися зусиллями, що можуть викликати їх руйнування).

При проектуванні схеми ГВП, виборі взаємного розташування її ланок та їх розмірів необхідно, щоб для середніх експлуатаційних умов у загальмованому стані елементарні важелі займали перпендикулярне положення відносно решти ланок шарнірного кінематичного ланцюга, а кути підвішування були прямими.

Під середніми експлуатаційними розуміють такі умови:

- усі наявні регульовані пристрої знаходяться у своєму середньому положенні;
- гальмові колодки/накладки зношені на половину власної робочої товщини;
- одиниця рухомого складу має середньозношені колеса (наприклад, для вагонів та МВРС колії 1520 мм це відповідає діаметру кола катання 900 мм);
- вихід штока ГЦ приймає середнє значення згідно з нормативними межами [8, табл. 6.1].

Оскільки, наприклад, виграти у зусиллі, який забезпечує важіль, завжди супроводжується відповідним програшом у переміщенні, то передаточне число може бути з однаковим успіхом розраховане або як відношення зусилля на ведучій ланці до зусилля на веденій (за призначенням), або як зворотнє відношення переміщень зазначених ланок механізму. Остання обставина використовується для оцінки верхньої межі раціонального значення передаточного числа гальмових важільних передач залежно від виходу штока ГЦ та зазора у відпущеному стані гальма між колодкою та колесом. На етапі проектування найбільше передаточне число ГВП одиниць рухомого складу з чавунними гальмовими колодками визначається за умов гальмування на крутих затяжних спусках (коли протягом тривалого часу не виконується повний відпуск гальм, і тому авторегулятор не зменшує вихід штока ГЦ, тобто не виконує регулювання ГВП) за формулою

$$n_{\max} = \frac{H_{\max} - \Delta H_n - \Delta H_g}{h + \Delta h / m}, \quad (4.2)$$

де $H_{\max}$ – максимально допустимий в експлуатації вихід штока ГЦ, мм;

ΔH_n – частка $H_{\max}$, яка зумовлена пружною деформацією ланок механізму, для типових ГВП приймається $\Delta H_n = (0,20 \dots 0,25) \cdot H_{\max}$, мм;

ΔH_g – частка $H_{\max}$, яка зумовлена зазорами у шарнірах механізму, для типових ГВП приймається $\Delta H_g = (0,03 \dots 0,05) \cdot H_{\max}$, мм;

h – найменший зазор між колодкою та колесом у відпущеному стані гальма, приймається 5 мм;

Δh – знос чавунної колодки при довготривалому гальмуванні, приймається:

– для вагонів – 16 мм;

– для гребесевих (безгребесевих) колодок локомотивів – 12 (14) мм;

m – кількість гальмових колодок, які притиснюються до однієї колісної пари під дією одного гальмового циліндра.

Приклад 1. Розрахувати передаточне число ГВП тепловоза 2ТЭ116.

Розв'язання. Гальмову важільну передачу створено таким чином, що на кожне колесо здійснюється двостороннє натиснення гальмових колодок від окремого ГЦ, як показано на рисунку 4.3.

Спочатку розглянемо, як відбувається притиснення колодок при гальмуванні. В даному разі ГЦ 1 жорстко закріплено на рамі, тому для можливості лінійного руху штока та обертального руху головного важеля 2 ГЦ має самовстановлюваний шток. Внаслідок підвищення тиску в ГЦ його шток виходить і обертає головний важіль (на рис. 4.3 – за годинниковою стрілкою). При цьому нижнє плече головного важеля за рахунок верхньої тяги 3 зміщує проміжний вертикальний важіль (ПВВ) 4 (на рис. 4.3 – ліворуч) і притиснює першу гальмову колодку 5 до колеса 6. Після цього ПВВ може обертатися лише навколо свого середнього шарніра, що і відбувається при подальшому виході штока ГЦ. Внаслідок обертання ПВВ проти годинникової стрілки нижня тяга 7 рухається праворуч, тому кінцевий вертикальний важіль (КВВ) 9 обертається навколо точки власної підвіски проти годинникової стрілки, що призводить до притиснення другої колодки 8 до колеса 6. Подальший вихід штока ГЦ 1 є можливим лише за рахунок деформації ланок розглянутого кінематичного ланцюга ГВП, що збільшує гальмове натиснення.

Тепер розглянемо, як передається зусилля від ГЦ до колодок у досягнутому загальмованому (нерухомому) положенні важелів ГВП. На головному важелі, що у даному разі працює як важіль першого роду (див. рис. 4.1,а), відбувається перетворення зусилля від штока ГЦ на верхню тягу з передаточним числом $n_{\text{вк}} = a/b$. Для притиснення першої гальмової колодки проміжний вертикальний важіль діє як елементарний важіль другого роду відповідно до рис. 4.1,б з передаточним числом $n_{\text{вп}} = (b+r)/r$. Оскільки в процесі притиснення першої колодки послідовно задіяно два важелі, то передаточне число до неї дорівнює добутку $n_1 = n_{\text{вк}} \cdot n_{\text{вп}} = (a/b) \cdot [(b+r)/r]$, що в даному разі чисельно складає $n_1 = (393/247) \cdot [(380+302)/302] = 3,593$.

У процесі притиснення другої гальмової колодки послідовно задіяні три важелі. При цьому проміжний вертикальний важіль передає зусилля з верхньої тяги на нижню, тобто працює як елементарний важіль першого роду (див. рис. 4.1,а) з передаточним числом $n'_{\text{вк}} = b/r$. Таким чином, для цього важеля для притиснення першої колодки **принципово відрізняється** від його дії для притиснення другої колодки. Зазначена особливість є характерною для проміжних вертикальних важелів вітчизняних ГВП. Кінцевий вертикальний важіль діє як важіль другого роду з виграном у зусиллі (див. рис. 4.1,б), що відповідає передаточному числу $n_{\text{впн}} = (d+e)/e$. Таким чином, при притисненні другої колодки передаточне число розглянутої ГВП дорівнює $n_2 = n_{\text{вк}} \cdot n'_{\text{вк}} \cdot n_{\text{вп}} \cdot n_{\text{впн}} = (a/b) \cdot (b/r) \cdot [(d+e)/e]$. При заданих довжинах плечей отримуємо $n_2 = (393/247) \cdot (380/302) \cdot [(316+397)/397] = 3,596$.

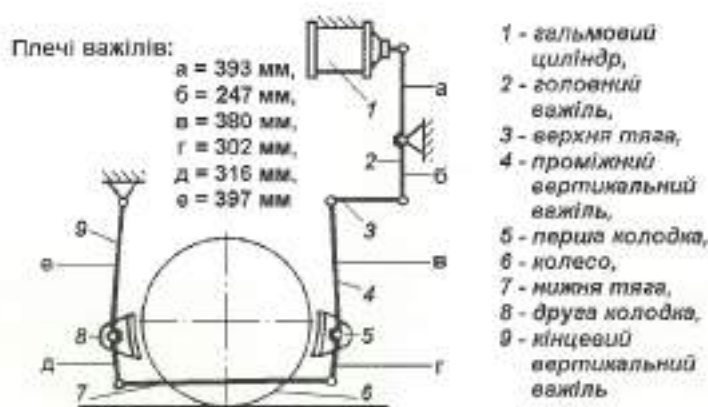


Рисунок 4.3 — ГВП тепловоза 2ТЭ116

Слід відмітити практичне співпадіння значень передаточних чисел для першої та другої колодок, що символізовує рівність зусилля на буксу від гальмового натиснення та створює умови для однакового терміну служби колодок. Деяко більше передаточне число для колодки, що знаходиться подальше від ГЦ у кінематичному ланцюгу, призначене для подолання більшого тертя, яке зростає при збільшенні кількості шарнірів на шляху зусилля, що передається.

Загальне передаточне число розглянутої ГВП дорівнює доданку $n_{\text{впн}} = n_1 + n_2$. Звідси отримуємо середнє або максимальне передаточне число ГВП від одного ГЦ тепловоза 2ТЭ116 $n_{\text{впн}} = 3,593 + 3,596 = 7,189$. При найбільшому з допустимих для вітчизняного локомотива куті занеження гальмової колодки $\alpha = 30^\circ$, отримуємо кінематичне або мінімальне передаточне число ГВП $n_{\text{впн}} = n_{\text{впн}} \cdot \cos(\alpha)$, що у даному разі становить $n_{\text{впн}} = 7,189 \cdot \cos(30^\circ) = 6,226$.

Приклад 2. *Оцінити найбільше з раціональних передаточних чисел ГВП вітчизняного вантажного вагона, у якого під дією одного ГЦ до кожної колісної пари прикладеться по дві чавунні гальмові колодки.*

Розв'язання. Відповідно до умов прикладу та експлікації формули (4.2) приймемо: $H_{\text{max}}=175$ мм [8, табл. 6.1], $\Delta H_a=35$ мм, $\Delta H_b=7$ мм, $h=5$ мм, $\Delta h=16$ мм, $m=2$. Розрахунок дає $n_{\text{max}}=(175-35-7)/(5+16/2)=10$, що добре узгоджується з типовими значеннями передаточних чисел вітчизняних універсальних чотиривісних вантажних вагонів [9, табл. 4].

4.3 Приводи гвинтових авторегуляторів

На сьогоднішній день на магістральних залізничних вагонах переважно застосовуються авторегулятори ГВП гвинтового типу односторонньої дії: №574Б, РТРП-675, РТРП-675М, РКЗТ-675. Зазначені авторегулятори простіші регуляторів двосторонньої дії №536М за конструкцією та при ремонті. В якості основного недоліку авторегуляторів слід відмітити їх негативний вплив на ефективність гальмування, який полягає у зменшенні гальмової сили.

Авторегулятори гвинтового типу можуть вбудовуватись у ГЦ, тому вони використовуються і на локомотивах. Одна з перших подібних конструкцій була застосована на швидкісному електропотязі ЕР-200 у ГЦ типу ТЦР-3 [18, рис. 191 та 281]. Локомотиви типу ЧС, що експлуатуються на залізницях країн СНД, обладнані іншим типом механічного регулятора ГВП – ресичим. На моторвагонному рухомому складі, наприклад, електропотягах ЕР-2 та ЕР-9, кожен візок обладнано двома пневматичними регуляторами ГВП типу РВ3.

На рисунку 4.4 подано схеми приводів гвинтового авторегулятора. Пасажирські вагони країн СНД обладнані як стрижневим, так і важільним приводами. На більшості типів вантажних вагонів застосовують важільний привод. На рис. 4.4 рядковими літерами **а** та **б** позначено довжини плечей горизонтальних важелів 8, а на рис. 4.4,б літерами **к**, **л** та **м** – довжини плечей важільного привода.

Показана на рис. 4.4 відстань **А** між корпусом авторегулятора та деталлю привода (упором – для стрижневого та кінцем важеля – для важільного) є нормативним розміром, що контролюється під час регулювання ГВП [9, табл. 14 та 15]. Для регулювання призначено різьбовий пристрій 7. Розмір **А** відповідає зазору **h** між гальмовими колодками 1 та колесами 2 у відпущеному стані гальма. Коли внаслідок зносу колодок названий зазор збільшується, тоді при наступному гальмуванні важіль (або упор) привода під дією ГЦ 9 натисне на корпус авторегулятора 6. При такому натисненні авторегулятор безповоротно зменшує власну довжину за рахунок скручування гвинта 4 всередину корпусу 6 і завдяки цьому підтягне колодки 1 ближче до коліс 2. Отже, авторегулятор компенсує збільшення зазору між гальмовими колодками і колесами, який утворюється внаслідок їх зношування. Процес компенсації зазору виконується автоматично під час гальмування, на що витрачається частка зусилля ГЦ. Авторегулятор односторонньої дії автоматично тільки скорочує власну довжину, тому після заміни зношеної колодки на нову потрібно обертанням корпусу вручну повернути авторегулятору його потрібну довжину.

Для гвинтового авторегулятора обов'язково слід забезпечувати можливість безперешкодного зменшення ним власної довжини. Тому між торцем захисної труби 3 авторегулятора та з'єднувальною муфтою 3 (див. на рис. 4.4 розмір **а** – запас ходу гвинта) повинна бути достатня відстань. Цей розмір традиційно позначається буквою **а**, що не слід плутати з довжиною плеча **а**. Запас ходу гвинта для типових вітчизняних авторегуляторів при винесу вагонів з планового ремонту повинний бути щонайменш: 500 мм – для вагонів вантажного типу та 400 мм – для пасажирських. При технічному

Слід відмітити, що регулювання ГВП повинно задовольняти певному **протиріччю**. Збільшення виходу штока ГЦ збільшує внутрішній об'єм ГЦ, що за інших незмінних умов призводить до зменшення тиску повітря в ньому. Це зменшує ефективність гальмування, що є погано, але це також зменшує ймовірність заклинювання колісних пар під час гальмування, що є добре.

Для симетричних ГВП існує варіант розташування авторегулятора ГВП замість розпорки горизонтальних важелів. Подібне розміщення авторегулятора застосовується на залізницях США. При цьому в два-три рази зменшується потрібна довжина робочого ходу різьби гвинта авторегулятора, що відповідно зменшує його довжину і вагу. При цьому використовуються авторегулятори **двосторонньої дії**, тобто які автоматично як **зтигують ГВП** (при зменшенні товщини гальмових колодок внаслідок їх зносу), так і **розпускають ГВП** (при збільшенні товщини колодок, яке відбувається після встановлення нових колодок замість зношених).

4.4 Устрій гальмових важільних передач

4.4.1 Електровіз ДС3

Розглянемо схему ГВП локомотива на прикладі сучасної конструкції, яка застосовується на електровізі ДС3. Технічну характеристику ГВП ДС3 наведено в таблиці 4.2, а довжини плечей важелів показано на рисунку 4.5 [19].

Таблиця 4.2 – Технічна характеристика ГВП електровоза ДС3

Найменування параметра, одиниця виміру	Величина	
1 Передаточне число до однієї гальмової колодки	2,85	
2 Тиск стисненого повітря в ГЦ, МПа (кг/см ²)	0,4 (4,0)	0,6 (6,0)
3 Натиснення гальмових колодок на одну вісь колісної пари, кН (тс)	дієсне 168 (16,8)	264 (26,4)
	розрахункове	143 (14,3) 192 (19,2)
4 Розрахунковий гальмовий коефіцієнт	0,64	0,85
5 Номінальний вихід штока ГЦ, мм	60...75	
6 Найбільший припустимий вихід штока ГЦ, мм	150	
7 Маса, кг	1050	

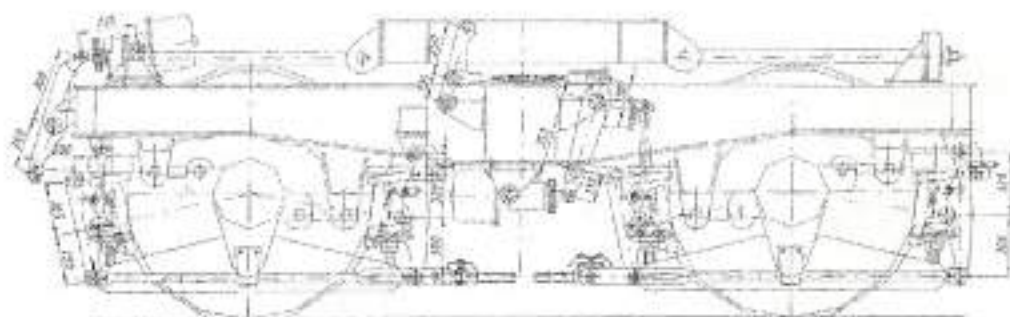


Рисунок 4.5 – Гальмова важільна передача візка електровоза ДС3

ГВП електровоза ДС3 виконана з двостороннім натисненням чавунних колодок на кожне колесо. В ній застосовані гальмові циліндри типу ТЦР-10 з внутрішнім діаметром 254 мм (10 дюймів) та зусиллям на гвинті вбудованого авторегулятора виходу штока – до 2800 кг. Всього на одному візку чотири ГЦ, які шарнірно закріплено на рамі візка. Ліві або праві для одного колеса підвіски та башмаки гальмових колодок впарно взаємозамінні з відповідними деталями у межах візка. Але ліві підвіски та башмаки не є

взаємозамінними з прямими. Приведення в дію колодок одного колеса від одного ГЦ зменшує ймовірність заклинювання важільної передачі.

Зазор між колодками і банджами коліс при відпущеному гальмі встановлюється в межах 7...12 мм. Вказані зазори як для різних місць однієї колодки, так і між різними колодками електровоза не повинні відрізнятися більше ніж на 5 мм.

Стоянкове гальмо приводиться в дію вручну – обертанням відповідного штурвала, який фіксується у загальмованому стані спеціальною ручкою. Штурвал стоянкового гальма, що діє на візок, виведено у ближчу до цього візка кабінку. Отже, на стоянці потрібно привести у дію ручне гальмо в обох кабінах електровоза.

Конструкція розглянутої ГВП має практично однакові передаточні числа для кожної гальмової колодки, чим забезпечується рівномірний знос всіх колодок і незмінність сил їх натиснення. За цих умов двостороннє натиснення гальмових колодок на одне колесо взаємно зрівноважується, що не призводить до навантаження буксового вузла зусиллями натиснення гальмових колодок.

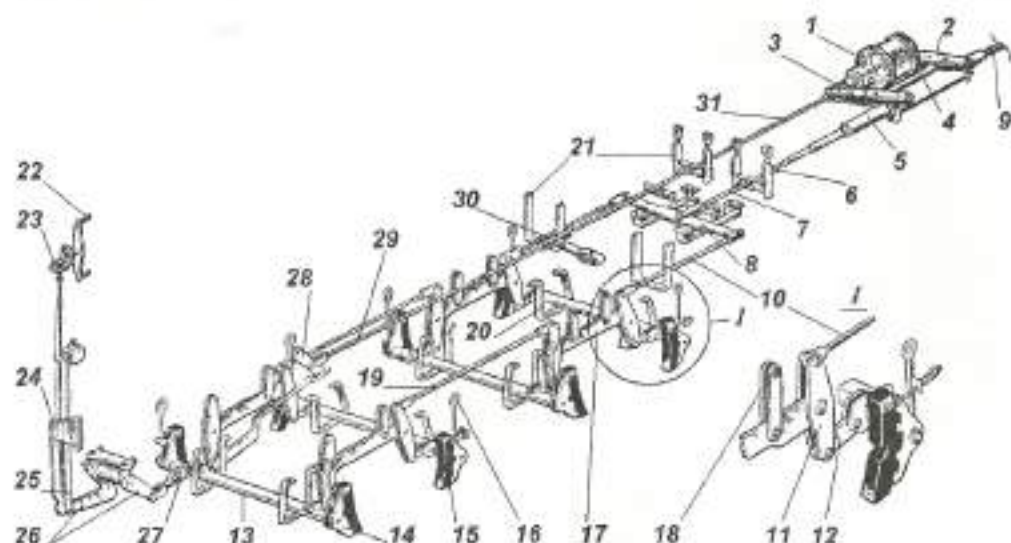
4.4.2 Пасажи́рські вагони

Гальмова важільна передача, яку показано на рисунку 4.6, є типовою для пасажирських та рефрижераторних вагонів країн СНД, а також вагонів електроїздіва ЕР2 і ЕР9 та причіпних вагонів електроїздіва ЕР22. Всі **шарнірні з'єднання** цієї важільної передачі, за виключенням привода ручного гальма, забезпечені **зносостійкими втулками**.

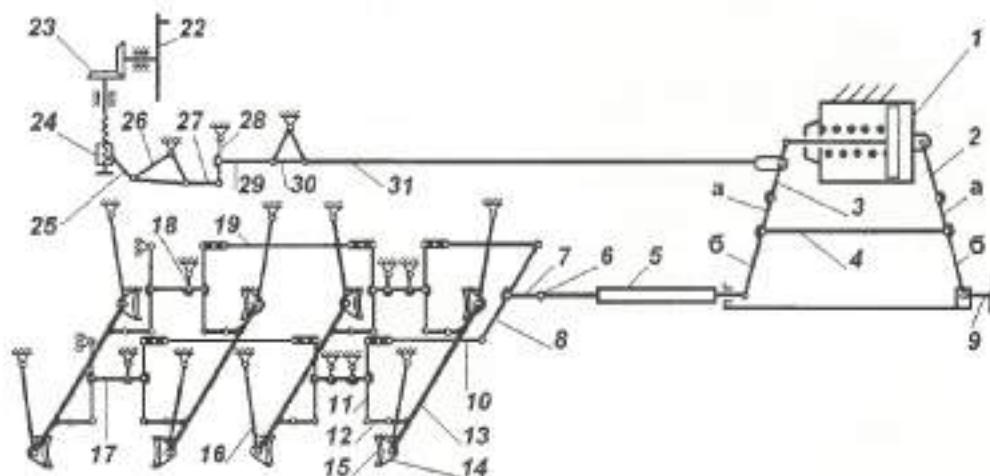
Оскільки ГВП пасажирського вагона країн СНД має симетричну конструкцію, то достатньо розглянути її половину, яка забезпечує гальмування одного з візків. На рамі вагона закріплено ГЦ 1, шток якого шарнірно з'єднано з веденим горизонтальним важелем 3. На глухомому дніщі ГЦ закріплено кронштейн мертвої точки, до якого під'єднано ведучий горизонтальний важіль 2. Обидва горизонтальні важелі мають однакові довжини плечей **а** та **б**. При обладнанні вагона чавунними колодками зтяжка 4 горизонтальних важелів встановлюється в спеціальні отвори цих важелів, що розташовані подалі від осі ГЦ (саме це положення зтяжки показано на рис. 4.6). При обладнанні гальма вагона композиційними колодками валики зтяжки 4 переставляються ближче до ГЦ. Така перестановка зменшує передаточне число ГВП, що потрібно для уникнення заклинювання колісних пар, оскільки коефіцієнти тертя композиційних колодок вищі, ніж чавунних (див. графіки на рисунку 4.16, п. 4.5.2). В разі композиційних колодок на шток поршня ГЦ встановлюється **обмежувальна втулка** довжиною 70 мм (див. також приклад 5 у п. 5.4.3). Обмежувальна втулка не дозволяє відпущеній пружині, яка знаходиться всередині ГЦ, втягнути його поршень до дотику в глухе дніще при відпуску гальма. Це потрібно для збільшення внутрішнього об'єму ГЦ і відповідного обмеження в ньому найбільшого тиску повітря, щоб не було заклинювання колісних пар.

Ведений горизонтальний важіль шарнірно з'єднано з авторегулятором 5 виходу штока ГЦ (на рис. 4.6 показано авторегулятор зі стрижневим приводом). Через з'єднувальну муфту 6 гвинт авторегулятора поєднано з короткою тягою 7, яка передає зусилля від ГЦ на балансир 8. У другій половині ГВП ведучий горизонтальний важіль шарнірно з'єднано з власним балансиром довгою тягою 9. У шарнірному з'єднанні довгої тяги з ведучим горизонтальним важелем передбачено альтернативні отвори для зміни довжини тяги при регулюванні ГВП візка котлової сторони вагона.

Особливим елементом ГВП пасажирського вагона є **балансири**, які розподіляють зусилля тяги на дві гілки ГВП візків. Зазначене розділення ускладнює конструкцію ГВП, але це вимушений крок для обходу привода підвагонного електрогенератора, який типово розташовується в середній частині осі внутрішньої колісної пари котлового візка. Балансир також виконує **компенсацію** можливої в експлуатації різниці товщин гальмових колодок, що знаходяться на різних кінцях однієї гальмової балки – траверси. Довжини обох плечей балансира є однакові та дорівнюють **590 мм**.



а) загальний вигляд



б) просторова кінематична схема

Рисунок 4.6 – Типова ГВП котлової сторони пасажирського вагона

Балансири через проміжні тяги 10 прикладають зусилля до вертикальних важелів 11. З цих важелів починається ГВП візка. Механізми ГВП обох візків вагона структурно однакові. При роботі механізму ГВП візка всі його важелі рухаються у вертикальній площині. Частина механізму ГВП вагона, що закріплена під кузовом вагона (тобто горизонтальні важелі та балансири), рухається у горизонтальній площині. Таким чином, проміжні тяги поєднують кінематичні ланцюги, що рухаються у взаємно перпендикулярних площинах. Для цього отвори у вушках проміжної тяги на різних її кінцях також розташовані у взаємно перпендикулярних площинах. На кінці проміжної тяги, яким вона з'єднується з вертикальним важелем, передбачені альтернативні отвори, що використовуються при регулюванні ГВП.

На кожному візку пасажирського типу всього вісім однакових вертикальних важелів. Довжина їх верхнього та нижнього плечей однакові та складають 230 мм для переважної більшості візків пасажирських вагонів країн СНД. На вагонах „Україна” (моделі 61-779 усіх індексів) виробництва ВАТ „КрВЕЗ” застосовано візки з довжинами плечей вертикальних важелів 210 мм, як і на візках вагонів рефрижераторного парку. Кожен з вертикальних важелів своїм нижнім кінцем через власну сергу 12 зв'язаний з траверсою 13. З обох кінців траверс закріплено гальмові башмаки 14 з колодками 15. Траверси на підвісках 16 шарнірно закріплено на рамі візка. Таким чином, на візку всього вісім вузлів гальмових башмаків. Отже, на одному вагоні пасажирського типу колії 1520 мм всього шістнадцять гальмових колодок.

Середні шарніри вертикальних важелів, що відносяться до однієї колісної пари, з'єднано між собою зтяжкою 17. Ці зтяжки навішено за допомогою підвісок 18 на рамі візка з особливістю: для внутрішніх колісних пар – на двох підвісках, а для зовнішніх – на одній. Подвійне підвішування зтяжок вертикальних важелів для внутрішніх колісних пар створює так званий механізм шарнірного паралелограма, який зберігає виключно горизонтальне положення відповідної зтяжки. Це потрібно для зменшення перекосу проміжних тяг у вертикальній площині, оскільки головки з різних кінців цих тяг мають шарніри, які забезпечують рухи у взаємно перпендикулярних площинах.

Для передавання зусилля від ГЦ між сусідніми вертикальними важелями внутрішньої та зовнішньої колісних пар призначені візкові тяги 19. Ці тяги мають на своїх кінцях альтернативні отвори для регулювання механізму ГВП візка.

Для запобігання падіння на колію чи вихід із габариту рухомого складу деталей ГВП в разі їх руйнування – для кожної з таких деталей передбачено відповідні скоби. Зазначені запобіжні скоби 20 та 21 прикріплено до кузова вагона.

Привод ручного гальма вагона пасажирського типу складається зі штурвала 22, який розташований у робочому тамбурі вагона, конічної зубчастої 23 та гвинтової 24 передач, а також системи важелів і тяг 25-31, за допомогою яких виконується як притискання колодок до поверхонь катання коліс (загальмовування вагона), так і відпускання гальма. Важільна передача ручного гальма відрегульована за допомогою зтяжної муфти на кінцевій тязі 27 таким чином, що гайка 24 гвинтової передачі в незагальмованому стані знаходиться у своєму крайньому нижньому положенні. У загальмованому стані запас різьби гвинта повинен бути не менше 75 мм [9, п. 4.5.16]. Залежно від матеріалу гальмових колодок виконується зміна передаточного числа також і для механізму ручного гальма. З цією метою валик у важелі 26 переставляється у відповідний отвір. Тяга 29 подібно до проміжних тяг 10 виконує з'єднання часток механізму ГВП, які рухаються у взаємно перпендикулярних площинах.

Ручне гальмо пасажирських вагонів країн СНД призначено для утримання вагона на місці на колії з ухилом крутістю не менш ніж 30 ‰ [20]. Для загальмовування вагона або відпускання його гальм за допомогою ручного гальма потрібно обертати штурвал 22 (обов'язково до відмови) відповідно за або проти годинникової стрілки.

Важелі механізму ручного гальма діють на головні горизонтальні важелі ГВП. При пневматичному гальмуванні на ці ж горизонтальні важелі діє шток ГЦ. Передача гвинт-гайка, яку застосовано у ручному гальмі, не є зворотнім механізмом, тобто вихід штока ГЦ не може викликати обертання штурвала ручного гальма. Для того, щоб механізм ручного гальма не заважав діяти ГВП від пневматичного гальма – з'єднання їх кінематичних ланцюгів у веденому горизонтальному важелі виконано із зазором. Якщо ручне гальмо знаходиться у відпущеному стані, то переміщення важелів ГВП вагона при пневматичному гальмуванні здійснюється в межах зазначеного зазору і механізм ручного гальма при цьому залишається нерухомим. Загальмувати або відпустити ручне гальмо можливо тільки обертанням його штурвала.

Особливістю конструкції титового візка пасажирського вагона є закріплення кронштейнів для навішування вертикальних гальмових важелів на рамі візка, тобто між

буксовим та центральним ступенями ресорного підвішування. Звідси залежно від завантаженості вагона та внаслідок вертикальних коливань рами візка гальмові колодки переміщуються відносно поверхонь катання коліс до яких притиснюються. Для забезпечення можливості названого переміщення застосовується спеціальна конструкція вузла гальмового башмака, яку показано на рисунку 4.7. Це переміщення здійснюється завдяки крутій формі цапф траверс, навколо яких можуть обертатися башмаки з гальмівними колодками. При цьому, аби башмак у відпущеному стані гальма не повертався навколо цапфи (що призвело б до дотику гальмовою колодкою її верхнім або нижнім кінцем до колеса) передбачено пружину 5, яка утримує башмак від повороту на цапфі під його власною вагою або внаслідок поштовхів при русі вагона.

Способу навішування башмака пасажирського вагона на рамі візка притаманний суттєвий недолік – при притисненні гальмових колодок до коліс утворюється механічний зв'язок рами візка з колісними парами, що майже блокує буксовий ступінь ресорного підвішування. При цьому замість двох ступенів ресорного підвішування у повній мірі працює лише один – центральний. Таким чином, під час гальмування погіршується плавність руху типового пасажирського вагона.

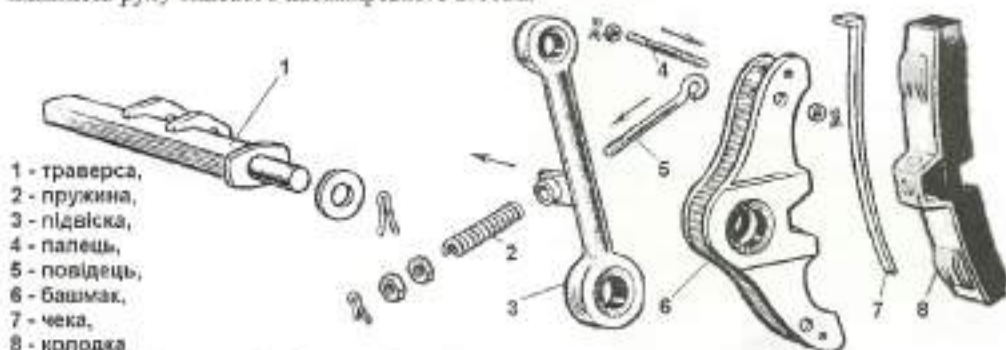


Рисунок 4.7 – Вузол башмака пасажирського вагона колії 1520 мм

Для ручного регулювання ГВП пасажирського вагона слугують отвори у вушках проміжних тяг та дві регулювальні зтяжні муфти на поздовжніх тягах. Монтажні розміри ГВП візка вагона пасажирського типу показано на рисунку 4.8.

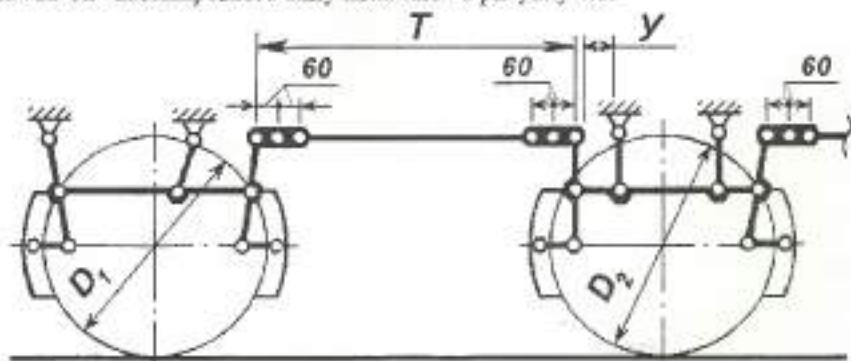


Рисунок 4.8 – Монтажні розміри типового візка пасажирського вагона

Регулювання ГВП візка пасажирського типу колії 1520 мм виконується залежно від поточного діаметра коліс його внутрішньої колісної пари (див. розмір D_2 на рис. 4.8) та товщини незношених гальмових колодок. При цьому залежно від номінальної товщини розрізняють три різновиди гальмових колодок: 50⁺³ мм, 60⁺⁴ мм та 65⁺⁵ мм. Контрольовані розміри пояснюються на рис. 4.8, де позначено: T – довжина візкової тяги

(міждюетровий крок трьох альтернативних отворів на кожному з її кінців 60 мм); Y – відстань у подовжньому напрямку вагона між торцем головки візкової тяги та кронштейном ближчої до неї підвіски для внутрішньої колісної пари. Таким чином, розмір T може приймати одне з п'яти дискретних значень: 1480, 1540, 1600, 1660 або 1720 мм, а розмір Y не повинен бути меншим за 120 мм при повномірних колодках у загальмованому стані ГВП (інакше в експлуатації можливий упор головки шпінти тяги у названий кронштейн, що унеможливить притиснення гальмових колодок до зовнішньої колісної пари). Регулювання полягає у встановленні нормативної довжини візкової тяги шляхом переставляння валиків у її альтернативні отвори [9, табл. 9-11].

ГВП пасажирського вагона (див. рис. 4.6) є доволі складним механізмом, який потребує достатньо складного регулювання вручну при ремонті та технічному обслуговуванні вагона. Звідси актуальним завданням є вдосконалення розглянутого типового механізму ГВП. Кардинального зменшення кількості ланок кінематичного ланцюга механізму вдається досягти застосуванням гальмових блоків, один із яких показано на рисунку 4.9.

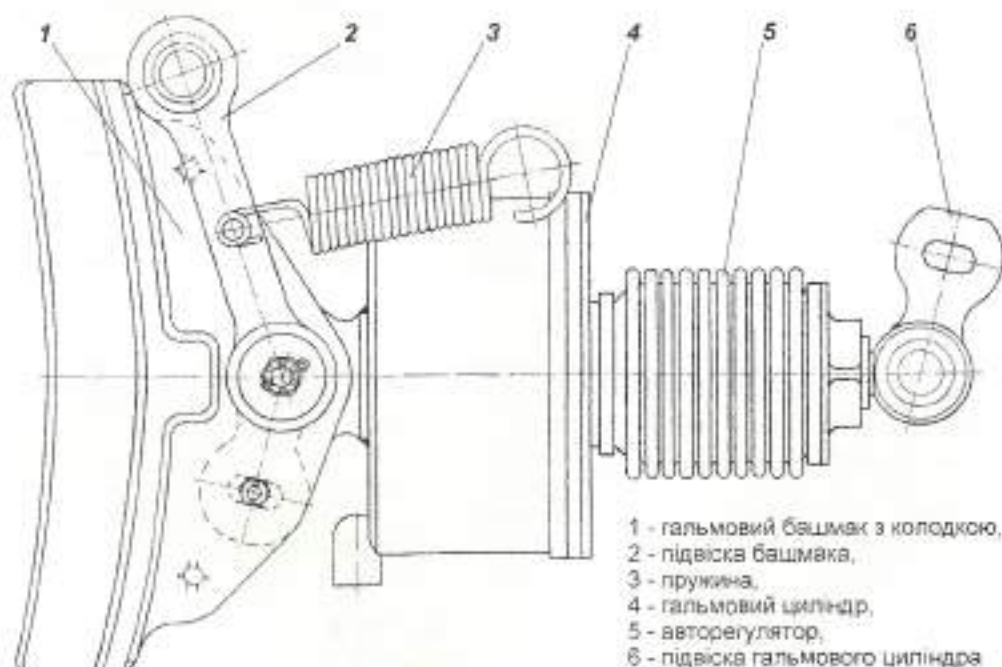


Рисунок 4.9 – Гальмовий блок

Гальмовий блок (див. рис. 4.9) передбачає використання гальмового циліндра 4 із вбудованим гвинтовим автоматичним регулятором виходу штока. При цьому шток ГЦ не є самовстановлюваним, тому в конструкції наявні зазори у вигляді некруглих отворів для валиків шарнірів підвісок. Підвіски 2 та 6 закріплюються на рамі візка. Хоча всередині ГЦ присутня відпускна пружина, в даному разі потрібна також **доплаткова пружина 3**, яка запобігає вібрації ГЦ в межах зазорів у підвісках. Гальмовий башмак 1 із гальмовою колодкою шарнірно прикріплено безпосередньо до штока ГЦ гальмового блока. Колодка закріплюється у башмаку чекою (див. рис. 4.7).

Конструкцію механічної частини на базі гальмових блоків **вигідно вирізняють**, по-перше, відсутність важелів та тяг, що зменшує втрати на тертя у шарнірах, і в цілому значно підвищує надійність її роботи, та, по-друге, практично усувається потреба в ручному регулюванні ГВП. До головного **недоліка** застосування гальмових блоків

відноситься ускладнення конструкції повітропроводу на вагоні та його обслуговування в експлуатації. Обладнання вагона гальмовими блоками призводить до зростання кількості гальмових циліндрів на ньому, що збільшує загальну довжину трубопроводу для підведення до них стисненого повітря. Таким чином, збільшується кількість місць потенційних витоків стисненого повітря до атмосфери, які стає складно контролювати оглядачам вагонів. При застосуванні гальмових блоків потрібно забезпечувати рухомість корпусів ГЦ, тому під'єднання повітропроводу до ГЦ необхідно здійснювати гнучкими рукавами.

При застосуванні механічної частини гальм на базі гальмових блоків потребує відповідної зміни і конструкція ручного гальма, оскільки стає складно здійснити одночасне загальмовування всіх колісних пар однією рухомою складу від одного штурвала привода. Доцільною конструкцією ручного гальма в даному разі є **рейкове**, при якому обертання штурвала призводить до притиснення до рейки спеціального гальмового башмака.

Приклад. Розрахувати передаточне число ГВП пасажирського вагона типу „Україна”.

Розв'язання. На рисунку 4.10 наведено плоску схему ГВП гальма пасажирського вагона, яка є похідною від титової.

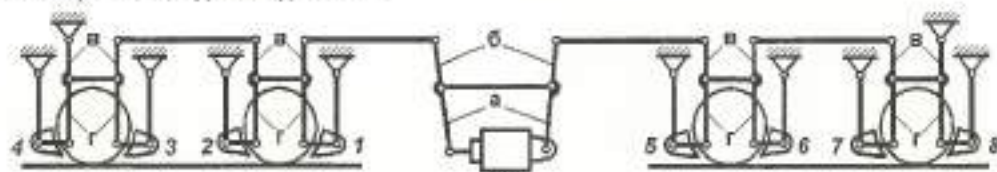


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема ГВП пасажирського вагона

Перехід від просторової (див. рис. 4.6,б) до плоскої схеми при розрахунку передаточного числа типової ГВП пасажирського вагона можливий тому, що наявні у дій конструкції балансири розділяють механізм на два паралельних та однакових ланцюга ГВП візків, які можна розглядати як один загальний ланцюг.

Введемо нумерацію траверсів у порядку їх розташування на шляху передавання зусилля від ГЦ. Оскільки із практичного досвіду відомо, що даний механізм забезпечує притиснення гальмових колодок, то з міркувань навічання будемо записувати вирази передаточних чисел, ідучи від траверсів до ГЦ (тобто у зворотному напрямку по відношенню до прикладу 1 з п. 4.2):

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{b}{r} \cdot \frac{a}{b}, & n_2 &= \frac{b}{r} \cdot \frac{a}{a+b} \cdot \frac{a+b}{b} = n_1, \\ n_2 &= \frac{b}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{b} = n_1, & n_3 &= \frac{b}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{a+b} \cdot \frac{a+b}{b} = n_1, \\ n_3 &= \frac{b}{r} \cdot \frac{b+r}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{b} = n_1, & n_4 &= \frac{b}{r} \cdot \frac{b+r}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{a+b} \cdot \frac{a+b}{b} = n_1, \\ n_4 &= \frac{b}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{b} = n_1, & n_5 &= \frac{b}{b+r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{b+r}{r} \cdot \frac{a}{a+b} \cdot \frac{a+b}{b} = n_1. \end{aligned}$$

Таким чином, передаточні числа до кожної з траверсів ГВП пасажирського вагона дорівнюють одне одному та залежать лише від співвідношення плечей горизонтального важеля, оскільки вертикальні важелі виконано рівноплечими. Загальне передаточне число, як завжди, дорівнює доданку передаточних чисел усіх восьми гальмових блоків. Проектні довжини плечей для заданого вагона такі (без дужок дані для чавунних колодок, у дужках – для композиційних), мм: $a=390$ (279); $b=260$ (371); $b-r=210$. Отже, силове передаточне число складає: при чавунних гальмових колодках $n_{\text{сн}}=8 \cdot 390/260=12$, при композиційних –

$n_{\text{колес}} = 8 \cdot 279 / 371 = 6,016$. Приймаємо найбільший кут $\alpha = 10^\circ$ занеження гальмової колодки та розраховуємо найменші з можливих у експлуатації передаточні числа для заданого вагона – так звані кінематичні: $n'_{\text{тот}} = 12 \cdot \cos(10^\circ) = 11,818$ та $n'_{\text{колес}} = 6,016 \cdot \cos(10^\circ) = 5,925$.

4.4.3 Вантажні вагони

Розглянемо типову симетричну ГВП вантажного вагона крайн СНД, яку зображено на рисунку 4.11. Показана схема ГВП є однаковою для універсальних чотиривісних вагонів колії 1520 мм: підвагонів, критих вагонів, вагонів-платформ та вагонів-цистерн.

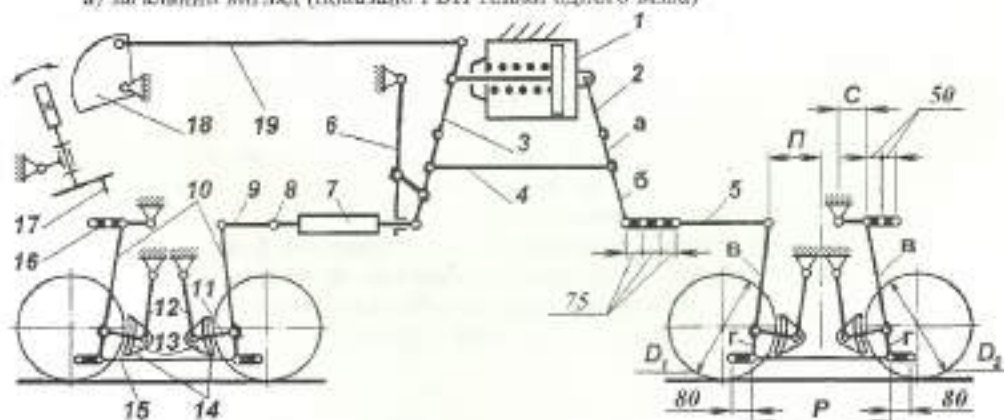


Рисунок 4.11 – Типова ГВП чотиривісного вантажного вагона

На рис. 4.11 позначено: 1 – ГЦ; 2 – ведучий горизонтальний важіль; 3 – ведений горизонтальний важіль; 4 – розпорка (затяжка) горизонтальних важелів; 5 – довга тяга; 6 – важіль привода авторегулятора; 7 – авторегулятор; 8 – з'єднувальна муфта; 9 – коротка тяга; 10 – вертикальний важіль ГВП візка; 11 – триангель; 12 – підвіска; 13 – башмак; 14 – колодка; 15 – розпорна тяга; 16 – серга (інакше державка) мертвої точки; 17 – штурвал ручного гальма; 18 – зубчастий сектор; 19 – тяга привода ручного гальма. Скоби 20 запобігають падінню на колію розпорної тяги в разі її зламу чи втрати валика з її шарніра.

Шарнірні з'єднання важелів ГВП забезпечуються сталевими валиками (зісь тип 6 за ГОСТ 9650), які вставляються після суміщення отворів у з'єднуваних ланках механізму. Всі валики закріплено шпінтами діаметром 8 мм. На важелях ГВП, які рухаються в горизонтальній площині, валики розташовуються головками уверх, щоб втрата шпінта не призводила до негайної втрати валика та роз'єднання ланок ГВП. Всі валики у шарнірах ГВП візків орієнтовані головками у одну сторону для зручності обслуговування. До того ж валики в середньому та нижньому шарнірах вертикальних важелів, окрім типового закріплення шпінтом (на своєму протилежному від головки кінці), також обмежуються від випадіння із отвору додатковим запобіжним шпінтом діаметром 8 мм зі сторони головки. Для цього на шпінці кожного вертикального важеля з обох боків від двох названих валиків приварені пластини 50х20х5 мм на відстані 60 мм одна від одної, які мають отвори для запобіжного шпінта. Регулювання передаточного числа ГВП залежно від матеріалу гальмових колодок виконується переставленням валиків у затяжні горизонтальних важелів подібно до розглянутої вище ГВП пасажирського вагона.

ГВП за рис. 4.11 під час гальмування діє таким чином. При виході штока ГЦ завдяки руху горизонтальних важелів довга та коротка тяги переміщуються у напрямку до середини вагона. При цьому проміжні вертикальні важелі обертаються навколо власних нижніх шарнірів, що призводить до притиснення гальмових колодок до внутрішніх колісних пар обох візків. Подальший вихід штока ГЦ змушує обертатися проміжні важелі навколо власних середніх шарнірів, і розпори тяги ГВП візків зміщуються у напрямку до середини вагона, що викликає притиснення колодок до зовнішніх колісних пар. Отже, при притисненні колодок до внутрішніх колісних пар проміжні вертикальні важелі працюють як важелі другого роду, а при притисненні колодок до зовнішніх колісних пар – як важелі першого роду. Ця особливість вже пояснювалась у прикладі 1 з п. 4.2. Передаточні числа у цій ГВП є однаковими для кожного з триантелів $\eta = (a/b) \cdot [(v+r)/r]$. Під чотиринавісні вантажні вагони крайні СНД підключується типовий двовісний візок моделі 18-100. Довжини плечей вертикальних важелів у візка зазначеної моделі дорівнюють: $v=400$ мм та $r=160$ мм.

При відпусненні пневмогальм колодки відходять від коліс під дією як відпускної пружини ГЦ, так і власної ваги деталей ГВП візка. Останні навішуються на підвісках 12, які займають похиле положення (див. рис. 4.2).

На вагоні рух горизонтальних та вертикальних важелів відбувається у взаємно перпендикулярних площинах. Тому всі отвори для шарнірів на різних головках довгої тяги також розташовані взаємно перпендикулярно.

Серга 16 мертвої точки прикріплюється до надресорної балки візка, тобто до підресореної частини. Підвіски 12 триантелів закріплено на невідресорених боковинах візка. Для того, аби під час гальмування надресорна балка при коливаннях вагона не діяла на кінцевий вертикальний важіль 10 ГВП візка шарнірне з'єднання цього важеля із сергою 16 виконується із зазором.

Конструкцію типового складального вузла гальмового башмака вітчизняного вантажного вагона показано на рисунку 4.12. При цьому слід мати на увазі, що останнім часом упроваджується безрізбове закріплення гальмового башмака на триантелі.

Для слідування вагона на залізничних колії 1520 мм порядок складання вузла за рис. 4.12 такий. На кінець триантеля 1 до упору в скобу 2 послідовно надягаються: закладка 3, башмак 4 та навісничник 6, які піджимаються гайкою 7, що фіксується шпінтом 8. Потім підвіска 5, яка має дві гілки – пряму та вигнуту – вставляється у проріз в середній частині башмака 4. При цьому вигнута гілка підвіски 5 повинна знаходитися з того ж боку від башмака 4, що і закладка 3. На завершення у башмак 4 вставляється гальмова колодка 9, яка закріплюється в ньому чекою 10. Такі самі операції виконуються і для другого кінця триантеля 1, після чого він навішується підвісками на спеціальні кронштейни боковин візка за допомогою валиків.

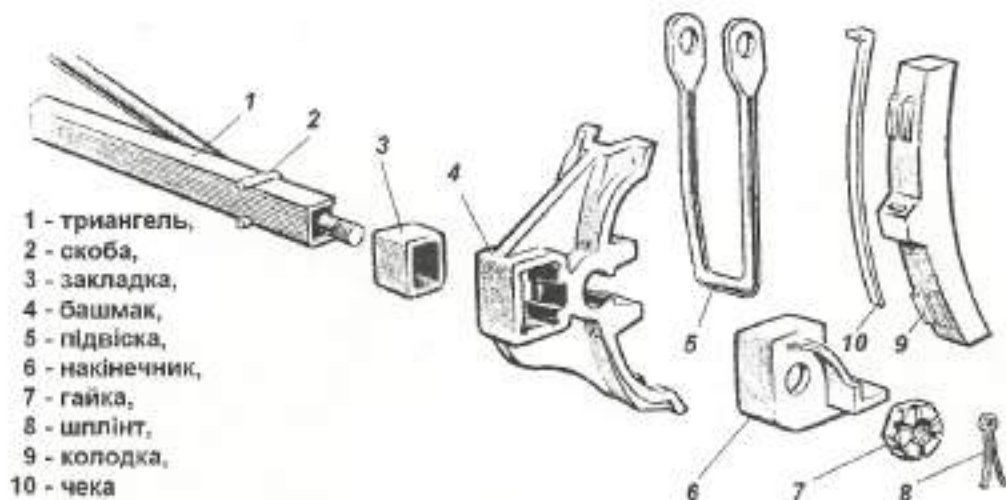


Рисунок 4.12 – Вузол гальмового башмака вагтяжного вагона колії 1520 мм

Типова вітчизняна вагонна вісь має подовжену підступичну частину для можливості формування колісних пар як для колії ширинною 1520 мм, так і 1435 мм (в останньому випадку кожне колесо глибше напесовується на вісь приблизно на $(1520-1435)/2=42,5$ мм). Якщо для експлуатації вітчизняних вагонів у міжнародному сполученні на пунктах стику колії ширини 1520/1435 мм проводиться заміна колісних пар, то необхідно також забезпечити розташування гальмових колодок навпроти поверхонь катання коліс тієї ж ширини колії, яка відповідає подальшому маршруту руху. Для цього потрібно поміняти місцями закладку 3 та башмак 4 на кожному з кінців триангеля 1 (див. рис. 4.12). Також перевертається і підвіска 5, щоб її вигнута гілка знову була з тієї ж сторони від башмака 4, що і закладка 3. Таким чином, закладка виконує функцію дистанційного елемента, який забезпечує певне положення башмака на триангелі.

Рефрижераторні вагони країн СНД також дозволяють здійснювати перехід стиків колії різної ширини шляхом заміни колісних пар. Відомо, що на вагонах рефрижераторного парку застосовується візок пасажирського типу, який в якості гальмових балок має траверси (див. рис. 4.7 поз. 1). З метою експлуатації у міжнародному сполученні типові траверси пасажирського вагона модернізуються для можливості встановлювати гальмовий башмак на двох фіксованих відстанях – навпроти поверхонь катання коліс при ширині колії як 1520, так і 1435 мм. В даному разі деталь подібна до закладки 3 (див. рис. 4.12) має назву закладка, а для можливості обертання башмака на траверсі до типової конструкції додається спеціальний фіксувальний пристрій. Принцип перестановки башмака візка рефрижераторного вагона подібний, як і для візка вагтяжного типу.

Всі типові вітчизняні візки вагтяжних вагонів мають необресорену раму. Оскільки триангелі навішуються на необресорену бокову балку (боковину) рами візка, то між валісом та підвіскою триангеля встановлюють гумові втулки для амортизації ударів, які виникають при проходженні вагоном стиків рейкової колії або від повзунів на поверхнях катання коліс. Рівень прискорень необресорених мас при зазначених ударах значний, він досягає перевищення прискорення сили земного тяжіння у 50-70 разів.

Накієчник 6 (див. рис. 4.10) призначено для унеможливлення падіння триангеля на колію в разі обриву підвіски 5 чи руйнування її кронштейна на боковині. Для цього накієчник має виступ-прилив, який опирається на відповідний виступ боковини візка, що утримує триангель від падіння.

Оскільки на вантажних вагонах гальмові балки (триангелі) навішені на необресорених боковинах рам візків, то гальмові колодки незалежно від ступеня завантаження вагона або його коливань під час руху не змінюють свого положення відносно поверхонь катання коліс, до яких притиснюються при гальмуванні. Гальмові башмаки, що утримують гальмові колодки, закріплюються на триангелях нерухомо (на відміну від подібного вузла пасажирських вагонів), що спрощує конструкцію складального вузла башмака вантажного вагона. Однак, неможливість повороту башмака відносно колеса може збільшувати **клиноподібний знос гальмових колодок**, особливо при стрибкоподібній зміні величини діаметра коліс після їх обточування або заміни колісної пари візка, якщо неправильно відрегулювати ГВП.

Для зменшення клиноподібного зносу гальмових колодок без ручного регулювання ГВП візка запропоновано спеціальні механізми, один з яких показано на рисунку 4.13 [21]. Названий механізм утворено коромислом 6, шатуном 7 та кронштейном 8. При цьому створюється нерівнобічний шарнірний чотириланковик **ABCD**. Відстань **AD** дорівнює довжині підвіски триангеля, тому цей розмір залишається незмінним. Башмак 3 разом із закріпленою в ньому за допомогою чеки 4 гальмовою колодкою 2 має можливість обертатися відносно точки **D**, що потрібно для автоматичного підлаштування поверхні тертя колодки до положення кола катання колеса 1. У шарнірі **C** встановлено пристрій, що створює регульований опір обертанню цього шарніра. Зазначений опір підібрано таким чином, що він, з одного боку, унеможливає обертання башмака відносно колеса під дією невідновимої ваги башмака з колодкою під час руху вагона, а, з іншого боку, дозволяє таке обертання – під дією зусилля натиснення при гальмуванні. Отже, для регулювання положення гальмових колодок відносно коліс після зміни колісної пари достатньо виконати одне гальмування. До **недоліку** розглянутого механізму відноситься те, що на автоматичне регулювання положення гальмової колодки відносно колеса витрачається частина зусилля ГЦ.

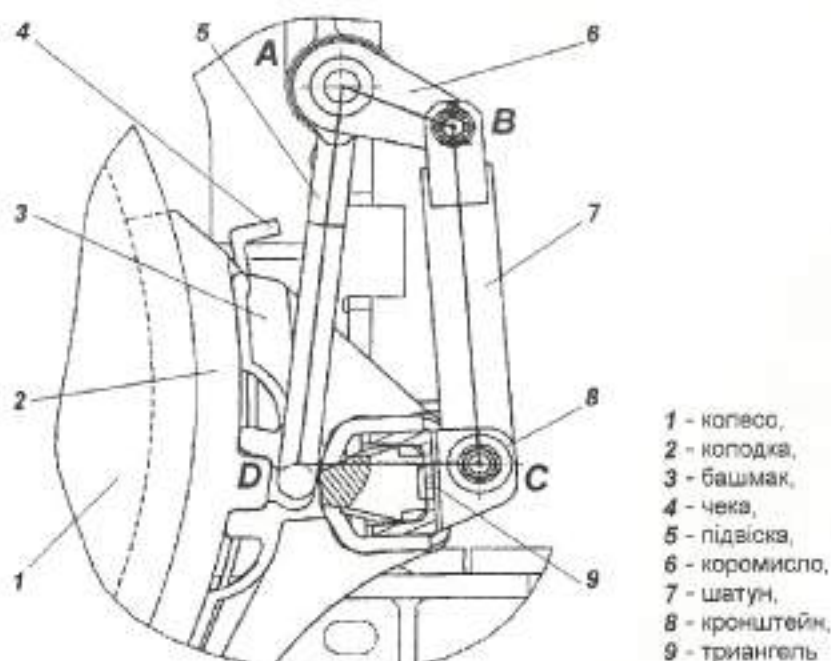


Рисунок 4.13 – Механізм повороту башмака

Регулювання ГВП типового двовісного візка колії 1520 мм виконується відповідно до поточної середньої величини діаметра коліс його колісних пар $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2)/2$ та товщини незношених гальмових колодок: 50⁺⁵ мм, 60⁺⁴ мм або 65⁺⁵ мм. Контрольовані розміри пов'язуються на рис. 4.11,б, де позначено: *C* – довжина серги (державки) мертвої точки (міжцентровий крок трьох альтернативних отворів 50 мм); *P* – довжина розпорної тяги (міжцентровий крок двох альтернативних отворів на кожному з її кінців – 80 мм) та *п* – міжосьова відстань у подовжньому напрямку між шворнем та валом тяги. Таким чином, розмір *C* може приймати одне з трьох дискретних значень: 127, 177 або 227 мм, а розмір *P* – 950, 1030 або 1110 мм. Розмір *п* змінюється в діапазоні 350...450 мм. Регулювання полягає у встановленні нормативних довжин серги мертвої точки та розпорної тяги шляхом перестановки валів у їх альтернативні отвори при з'єднанні відповідно з верхнім та нижнім кінцями вертикальних важелів [9, табл. 6-8].

Кожний вантажний вагон обладнано **стоянковим гальмом**, призначеним для утримання вагона на місці на ухилі до 30 %. Штурвал ручного гальма вітчизняних вантажних вагонів розташовується на одному з кінців вагона – на боковій стіні у консольній частині нижньої рами (праворуч, якщо дивитися з торця вагона). Приблизно на цьому ж рівні, але ліворуч, розміщується важіль для розчеплення автозвону вручну. На вітчизняних вагонах типу хопер існують ще декілька штурвалів (для відкривання розвантажувальних люків вручну) подібних до штурвалів ручного гальма. Розрізнити ці штурвали можна за написами на кузові, а також за розміщенням – штурвали приводів кришок розвантажувальних люків знаходяться у середній частині вагонів-хоперів. У механізмі привода типового стоянкового (ручного) гальма вантажних вагонів країн СНД (див. рис. 4.11,б) застосовано черв'ячну передачу, як таку, що дає значний вигириш у зусиллі при невеликому власному розмірі. Для того, щоб загальмувати вагон стоянковим ручним гальмом, потрібно: відхилити штурвал для введення у зчеплення черв'яка із відповідним зубчастим колесом, зафіксувати утворену черв'ячну передачу відхідним стопором та обертати до відмови штурвал гальма за ходом годинникової стрілки. Відпускається стоянкове ручне гальмо шляхом відхилення штурвала у неробоче положення. При цьому черв'як виводиться із зчеплення з черв'ячним колесом і колодки відходять від коліс під дією відпущеної пружини ГЦ та власної ваги деталей ГВП візка. У неробочому (або транспортному) стані ручного гальма його черв'як обов'язково повинен бути вільним від зчеплення з черв'ячним колесом, інакше механізм ручного гальма буде блокувати роботу ГВП вагона від пневматичного гальма.

Слід відмітити, що на залізницях країн СНД зустрічаються вантажні вагони, які мають іншу конструкцію ручного гальма. Наприклад, є варіанти із перетвореною черв'ячною передачею, зубчастий сектор якої шарнірно зв'язано з горизонтальним важелем: або однією тягою – подібно до відповідного вузла пасажирського вагона (із зазором); або декількома тягами, в одному з шарнірів яких передбачено зазор. Потреба в зазначеному зазорі була обґрунтована на прикладі ручного гальма пасажирського вагона.

В останні десятиліття на залізницях світу активно розробляються різні конструкції **автоматичного стоянкового гальма (АСГ)** насамперед з метою виключення ручної праці та підвищення безпеки руху. Після переведення вагонних букс на віджимники ковчання значно зменшився опір руху та почастилися випадки рушення з місця вагонів навіть на горизонтальних ділянках колії під дією вітру. Відома, наприклад, конструкція АСГ, що запропонована залізничним КБ „Контраст” (м. Ростов-на-Дону) та пройшла експлуатаційні випробування на Північно-Кавказькій залізниці РФ. При цьому гальмова система вагона будь-якого типу, в тому числі пасажирського, доповнюється спеціальним пневмомеханічним фіксуючим приладом, в якому, в разі зменшення надлишкового тиску повітря в ГМ до 2 кПа/см² і нижче, упорна гайка входить у конусне фрикційне з'єднання з корпусом та надійно блокує механізм ГВП від рухів, зберігаючи необмежено тривалий час 85...90 % натиснення гальмових колодок вагона. Відпускання такого АСГ може виконуватися або штатним підвищенням тиску повітря в ГМ, або вручну – шляхом

обертання корпусу АСТ гальмівним ключем (на три оберти). Запропонована конструкція АСТ витривала до вібрації та ударного навантаження, вона у десять разів легша за вагою від типового ручного гальма та робить непотрібним типовий ручний гальмовий башмак, вага якого становить 8 кг.

Розвиток конструкції ГВП вантажних вагонів з колодковим гальмом іде в напрямку запровадження **схем повізкового гальмування**, тобто коли ГВП різних візків одного вагона діють незалежно [22]. Це відкриває можливість більш повно використовувати гальмову силу вагона (оскільки дозволяє окремо й автоматично регулювати натиснення гальмових колодок залежно від фактичного розподілу ваги вантажу серед візків), зменшує кількість ручних регулювань ГВП в експлуатації, спрощує конструкцію ГВП.

При повізковому гальмуванні вагон обладнано двома гальмовими циліндрами, кожен з яких знаходиться на початку власного кінематичного ланцюга ГВП кожного візка. Оскільки ГЦ застосовують меншого діаметра ніж типовий, то решта пневмообладнання замикається незмінним. Досліди показали, що ПР №483 дозволяє наповнювати два ГЦ меншого об'єму в нормативний час. При однаковому виході штока ГЦ із внутрішнім діаметром 14" (356 мм) має внутрішній об'єм, практично як два ГЦ із внутрішнім діаметром 10" (254 мм). Кожен з двох ГЦ у схемі повізкового гальмування наповнюється стисненим повітрям через власний авторежим, що встановлено на кожному візку. Також і ГВП кожного з візків обладнано окремим **малогабаритним авторегулятором виходу штока гальмового циліндра**. Цей авторегулятор подібний до типового, але має приблизно удвічі меншу довжину та вагу, тому його слід вважати перспективним.

Більш **кардинального спрощення конструкції ГВП** можна досягти, якщо розмістити ГЦ між двома триангелями типового двовісного візка вантажного вагона з одностороннім натисненням гальмових колодок, як показано на рисунку 4.14 [23]. При цьому вихід штоків ГЦ буде призводити до розведення триангелів, а отже і притиснення гальмових колодок до коліс. У такому разі в ГВП залишаються лише деталі, показані на рис. 4.12, тобто без будь-яких важелів і тяг – лише триангелі та їх підвіски. Розглянутий так званий **компактний гальмовий агрегат** (англ. compact brake unit) потребує застосування регулятора виходу штока ГЦ та відповідної зміни типової конструкції ручного гальма. Цей агрегат повністю звільняє нижню раму вантажного вагона від ГВП.

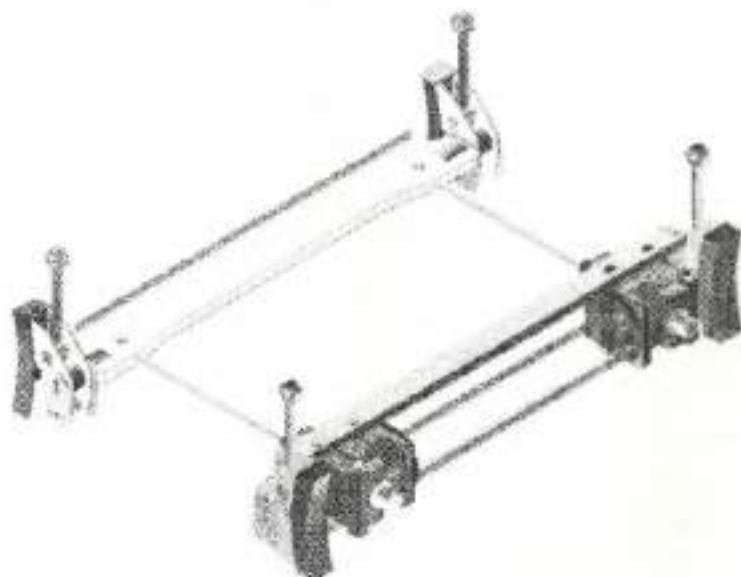


Рисунок 4.14 – Компактний гальмовий агрегат візка вантажного типу

Подальше спрощення останньої схеми виконують шляхом вилучення підвісок. Однак, така механічна частина гальма потребує модернізації боковин візка, щоб кінці гальмових балок входили у спеціальні **пази (прорізи)** боковин. Подібна конструкція знайшла впровадження на залізницях США. Одна з її **переваг** полягає в усуненні впливу кута підвішування (див. рис. 4.2) на величину натиснення гальмових колодок. При цьому, якщо виконати зазначені пази у радіальному напрямку відносно центра обертання колісної пари, то зміна діаметра коліс внаслідок їх обточування не потребуватиме регулювання положення гальмових колодок відносно коліс у експлуатації. Однак, наявність пазів потенційно зменшує надійність роботи цієї схеми, оскільки виникає можливість їх засорення або намерзання в них льоду.

Приклад. Записати вирази для передаточних чисел ГВП восьмивісної цистерни колії 1520 мм.

Розв'язання. Вагон заданого типу має найбільш складну ГВП серед вантажних вагонів країн СНД. Схему вказаної ГВП для одного з візків зображено на рисунку 4.15.

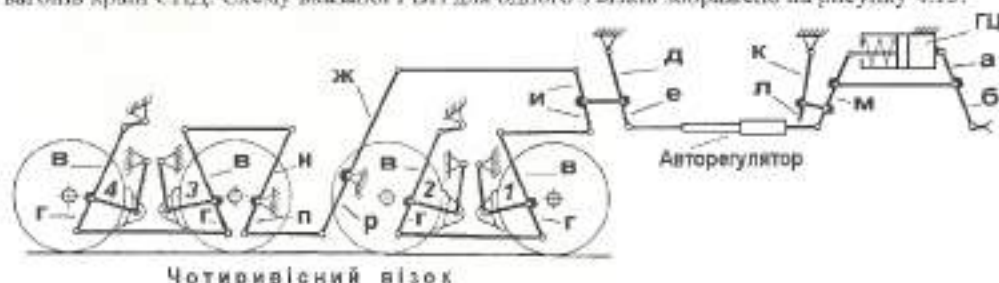


Рисунок 4.15 – Схема ГВП восьмивісної цистерни колії 1520 мм

Важелі на рис. 4.15 мають такі назви (тут у дужках наводяться позначення плечей): горизонтальний або головний (а, б); важіль привода авторегулятора (к, л); обвідний (д, е); рівноплечий або балансир (и); вертикальний (в=300 мм, г=160 мм), перший компенсаційний (ж, р) та другий компенсаційний (н, п). Відомо, що чотиривісний візок моделі 18-101 створено на базі двох візків моделі 18-100, які послідовно за допомогою з'єднувальної балки. Наявність у конструкції названої балки зумовлює застосування вертикальних важелів, які мають скорочене на 100 мм верхнє плече, по відношенню до типового двовісного візка.

Запишемо у загальному вигляді передаточні числа до кожної з пар гальмових колодок, які діють на одну вагонну вісь (тут гальмові балки-триангелі пронумеровано, починаючи від ГЦ):

$$n_1 = \frac{a \cdot d + e \cdot и \cdot в + г}{б \cdot д \cdot и + и \cdot г}, \quad n_2 = \frac{a \cdot d + e \cdot и \cdot в + в + г}{б \cdot д \cdot и + и \cdot г \cdot в} = n_3,$$

$$n_4 = \frac{a \cdot d + e \cdot и \cdot ж \cdot п \cdot в + г}{б \cdot д \cdot и + и \cdot р \cdot н \cdot г} = n_5, \quad n_6 = \frac{a \cdot d + e \cdot и \cdot ж \cdot п \cdot в + в + г}{б \cdot д \cdot и + и \cdot р \cdot н \cdot г \cdot в} = n_7.$$

Таким чином, у чотиривісного візка передаточне число для колодок внутрішнього двовісного візка відрізняється від передаточного числа для колодок зовнішнього візка дрібom $n_{\text{вн}} = (ж/р) \cdot (п/н)$, тобто довжинами плечей компенсаційних важелів. Отже, при проектуванні можна вибрати довжини плечей компенсаційних важелів такими, наприклад, що $n_{\text{вн}}=1$, тоді дана ГВП буде має однакові передаточні числа до кожного з триангелів. Якщо $n_{\text{вн}}>1$ ($n_{\text{вн}}<1$), то натиснення гальмових колодок на зовнішньому двовісному візку буде у $n_{\text{вн}}$ разів більшим (меншим), ніж натиснення на внутрішньому двовісному візку. Всі наведені формули та висновки без змін розповсюджуються на подібні елементи другого візка заданого вагона.

4.5 Гальмові колодки

4.5.1 Типи колодок та їх порівняння

Елементом ГВП, який перетворює кінетичну енергію в теплову, є гальмова колодка (в у дискових гальм – накладка). Колодковому гальму стільки ж років, скільки самій залізниці. Ефективність гальма однієї рухомого складу залежить від матеріалу, конструкції, форми та розмірів, а також від способу встановлення гальмових колодок.

За конструкцією гальмові колодки бувають таких типів:

- стандартні (безребеневі);
- ребеневі (профільні);
- секційні (полівійні);
- комбіновані [24].

Кожний тип гальмових колодок має власні раціональні сфери застосування, а саме:

- **стандартні** – на пасажирських і вантажних вагонах для швидкостей руху до 120 км/год;

- **ребеневі** – на локомотивах, що мають ГВП, яка не передбачає позиціонування гальмових колодок на поверхнях катання коліс під час гальмування;

- **секційні** – на вагонах та локомотивах, що експлуатуються на швидкостях руху більших за 120 км/год та які оснащено швидкісними регуляторами зусилля натиснення;

- **комбіновані** – на пасажирських та вантажних вагонах взимку (в умовах, коли температура навколишнього середовища нижча за 0 °C), а також при підвищених експлуатаційних швидкостях руху.

За матеріалом гальмові колодки (накладки) виготовляють:

- чавунні стандартні;
- чавунні з підвищеним вмістом фосфора (в межах 0,7...1,4 %);
- чавунні високофосфористі (вміст фосфора близько 3 %);
- композиційні (неметалеві);
- металокерамічні.

Чавунні колодки виготовляються у відповідності до ГОСТ 1205. Орієнтовний хімічний склад чавуна для гальмових колодок наведено в таблиці 4.3. Твердість вушок чавунних вагонних колодок не повинна перевищувати 321НВ (одиноді за шкалою Брінелля (англ. Hard of Brinell)), а твердість тіла: 207...241НВ – для колодок типу „С” та 197...285НВ – для типу „Р”. При цьому слід зауважити, що зазвичай в інженерній практиці фосфор вважається шкідливою домішкою, бо зменшує міцність чавуна. Але щодо гальмової колодки, то фосфор є бажаним в межах вмісту 1...3 %, бо суттєво збільшує зносостійкість без значного збільшення її крихкості. При цьому чим більше фосфору містить чавунна гальмова колодка – тим більше утворюється іскор при гальмуванні.

Таблиця 4.3 – Хімічний склад чавуна вітчизняних гальмових колодок

Тип		Вміст супутніх (окрім заліза - Fe) хімічних елементів, %				
рухомого складу	гальмової колодки	вуглець (C)	кремній (Si)	марганець (Mn)	фосфор (P)	сірка (S)
вагон	С	2,8...3,6	0,7...1,2	0,4...1,1	до 0,5	до 0,20
вагон	Р	2,6...3,6	1,3...2,0	0,3...0,9	2,5...3,5	до 0,15
МВРС	МВРС	2,9...3,3	1,4...1,9	0,7...0,8	0,7...1,4	до 0,15
локомотив	ребенева	2,8...3,4	0,8...1,4	0,7...1,2	до 0,5	до 0,20

Примітка: МВРС – моторвагонний рухомий склад.

Головні технічні недоліки чавунних гальмових колодок полягають в значній залежності коефіцієнта тертя як від швидкості відносного переміщення тіла та контртіла, так і в разі потрапляння води в зону тертя. Дослідження виявляють зменшення

коефіцієнта тертя чавунної колодки по залізничному колесу втринчі на швидкостях руху рухомого складу понад 120 км/год порівняно з маневровими (до 20 км/год) швидкостями. Для подолання вказаного недоліку було запропоновано неметалеві гальмові колодки, так звані **композиційні**. Композиційні колодки виготовляються методом гарячого формування спеціальної композиції на металевій або металодротовий каркас. Побаву вупшка такої колодки аказується рік та місяць виготовлення, а також номер партії. Останнім часом дані про виготовлення простваляють на бічних поверхнях композиційних колодок, щоб вони були доступні без демонтажа колодки.

На залізничних СНД набули розповсюдження гальмові композиційні колодки виготовлення ВАТ „Фритекс” (м. Ярославль, РФ). На цьому підприємстві в кінці 90-х рр. XX ст. введено нову систему позначень для композиційних матеріалів. Залежно від фізико-хімічних властивостей прийнято два основних матеріала: звичайний – шифр ТИИР-300 (попереднє позначення – тип 8-1-66) та теплопровідний – шифр ТИИР-303 (раніше позначався типом 328-303). Перший матеріал призначено в основному для вантажних вагонів, а другий – для пасажирських. Склад матеріалу ТИИР-300 такий: асбест – 15 %; каучук – 20 %; мінерал баріт – 47,5 %; сажа – 15 %; вулканізуюча суміш (сірка та ін.) – 2,5 % (тут вказано вміст речовин за об’ємом).

Історично, в якості першого полімерного композиційного матеріалу гальмових колодок застосовували кризоліт-асбест, який являє собою природний мінерал, що здатний розділятися на тонкі та дуже міцні волокна. При роботі в умовах значозмінних теплових навантажень (нагрівання від тертя під час гальмування з наступним охолодженням після відпуску гальм) асбест підвищує стійкість колодки щодо розтріскування. До того ж асбест має властивість очищувати поверхні тертя від забруднень. Однак, останнім часом поширилася думка, що асбест чинить канцерогенний вплив на організм людини. У зв’язку з цим зросло значення розробок у галузі матеріалознавства щодо нових конструкційних матеріалів для гальмових колодок (накладок).

ВАТ „Фритекс” розроблено безасбестові теплопровідні композиційні матеріали шифрів ТИИР-302 та ТИИР-308, гальмові колодки з яких мають працездатність при температурах оточуючого повітря в діапазоні $\pm 60^{\circ}\text{C}$, а також припускають знаходження вагонів у типових тепляках для підігріву в’язких вантажів перед розвантаженням. Однак в першу чергу колодки з матеріалу ТИИР-308 призначено для пасажирських вагонів, що мають конструкційну швидкість руху 160 км/год, а з матеріалу ТИИР-302 – для вагонів метрополітену.

У технічному сенсі композиційні колодки мають суттєвий недолік, що пов’язаний з низькою теплопровідністю неметалів узагалі. Порівняємо дані про коефіцієнт теплопровідності (γ Вт/м/К) матеріалів, які застосовуються для залізничних гальмових колодок: чавун – 48; ТИИР-300 – 0,74...0,81; ТИИР-308 – 1,80...2,25 [25, 26]. Якщо порівняти наведені дані з коефіцієнтом теплопровідності матеріалу залізничного колеса (сталі) – 34 Вт/м/К, то стає зрозуміло, що при гальмуванні чавунною колодкою тепло із зони тертя відводиться у колодку, а при гальмуванні композиційною колодкою – тепло іде у колесо. В останньому випадку збільшується ймовірність пошкодження поверхні катання колеса – виникають **термічні тріщини та навари**.

Для подолання вказаного недоліку композиційних колодок вдаються до застосування колодок комбінованого типу. При цьому або роблять чавунні деталі-вставки у полімерну композицію, або вводять метал до складу самої композиції. Композиційні колодки із скребковими вставками з високофосфористого чавуну спроможні зашліфувати неглибокі поязуни на поверхні катання колеса, а також навари, які щойно утворилися. Такі вставки абразивно очищують поверхню катання колеса під час гальмування, чим сприяють зчепленню коліс із рейками.

Для гальмових колодок електровозів типу ЧС, а також накладок дискових гальм швидкісних вагонів ведуться роботи щодо використання металокерамічних матеріалів.

Названі матеріали є перспективними, оскільки поєднують такі властивості як стабільність коефіцієнта тертя в експлуатації, зносостійкість та відносну теплопровідність.

У Чехії та Словаччині на локомотивах та маневрових локомотивах, а також вагонах, знайшли застосування бронзово-графітові гальмові колодки (накладки) з матеріалу "Diafrikt K4" виготовлення фірми Pramet Inc. (Поршегейм, Чехія) із значним вмістом керамічних компонентів та штучного графіту. Гальмові колодки з матеріалу "Diafrikt K4" мають середній динамічний коефіцієнт тертя 0,35, працездатні при температурі до +450°C, а при короткочасних зупиночних гальмуваннях – до +800°C, їх середній коефіцієнт теплопровідності 12,6 Вт/м/К; попередні випробування металокерамічних гальмових колодок на електровозі ЧС2¹ показали, що їх зносостійкість приблизно у 10 разів вища за чавунні колодки [27]. Продукти абразивного зносу металокерамічних колодок (накладок) не шкодять здоров'ю людини.

Одним з суттєвих недоліків при експлуатації композиційних колодок, який пов'язаний з їх низькою теплопровідністю, є **утворення льодової коринки на робочій поверхні колодки** взимку, що призводить до зменшення ефективності гальм. Фізика цього процесу така. Після гальмування на робочій поверхні композиційної колодки значно швидше, ніж на поверхні катання колеса, встановлюється температура, нижча за 0 °C. Гаряче колесо розтоплює сніг, який потрапляє на нього, та завдяки відцентровій силі при обертанні скидає краплі вологи на робочу поверхню гальмової колодки, де ця волога намерзає. Саме для запобігання вказаному явищу взимку на пасажирських вагонах УЗ проводять планову заміну композиційних колодок на чавунні.

На заключення аналізу якостей гальмових колодок слід вказати, що композиційні колодки порівняно з чавунними дешевші у виготовленні та експлуатації, однак дозволяють значно менші величини питомого натиснення. Основні параметри колодок найбільш розповсюджених типів подано у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Порівняння параметрів вагонних гальмових колодок

Найменування параметра, одиниця виміру	Тип гальмової колодки	
	чавунна стандартна	композиційна ТИИР-300
1 Твердість тіла, HB	207...241	1,4...3,0
2 Вага, кг	14,0	3,2
3 Середній коефіцієнт тертя	0,11	0,20
4 Середній ресурс, тис. км пробігу	30	110
5 Коефіцієнт теплопровідності, Вт/м/К	48	0,8

В експлуатації зустрічаються композиційні гальмові колодки двох різновидів: із **металевою синшкою** та із **сітчасто-дротинним каркасом**. Останні є більш довершеними, оскільки мають більшу вібраційну міцність. Розрізати їх найлегше за заловненням (засоренням) вушка колодки фрикційним матеріалом. Тільки у колодках із сітчасто-дротинним каркасом вушко з часом заповнюється продуктами їх зносу. Пошук більш довершених матеріалів та конструкцій гальмових колодок (накладок) триває [28].

Типова **секційна** колодка складається з двох секцій. При цьому кожна секція фактично є окремою гальмовою колодкою меншої довжини порівняно з типовою колодкою. Разом з цим загальна площа поверхонь тертя двох секцій більша, ніж відповідна площа типової колодки. Отже, секційна колодка може витримати більше натиснення за типову. Головна перевага секційної колодки полягає у можливості кращого охоплення кола катання колеса та більш рівномірного розподілу зусилля натиснення за рахунок скорочення довжини секцій порівняно з довжиною типових колодок.

Стосовно гальмових колодок локомотивів та вагонів у експлуатації контролюється два параметри: товщина та розміщення на поверхні катання колеса [8, п.п. 3.2.5, 6.2.1]. У разі **клиноподібного зносу** товщина колодок вимірюється на відстані 50 мм від тонкого кінця.

На локомотивах найменша дозволена товщина чавунних гальмових колодок: гребеневих та секційних – 15 мм (для мінієрових та вивізних локомотивів – 10 мм); безгребневих – 12 мм. На вагонах найменша дозволена товщина гальмових колодок: чавунних – 12 мм; композиційних із металевою спинкою та із сітчасто-дротяним каркасом – відповідно 14 та 10 мм.

На локомотивах та вантажних вагонах дозволяється вихід гальмових колодок за площину зовнішньої грані колеса – до 10 мм. Названий вихід для вагонів пасажирського та рефрижераторного парку не дозволяється.

Також заміну гальмової колодки роблять за наявності в неї тріщин по ширині або якщо спрацювання безгребневої колодки з боку гребеня колеса загрожуватиме пошкодженню банника (його зносу від тертя об колесо при гальмуванні).

4.5.2 Коефіцієнти тертя

Дійсний коефіцієнт тертя ϕ_r гальмової колодки об колесо визначається шляхом експериментів. На основі великої кількості дослідів для гальмових колодок, що виготовлені з різних матеріалів, отримано дані про значення дійсних коефіцієнтів тертя. Ці значення апроксимовано функціями двох аргументів: дійсного зусилля натиснення гальмової колодки на колесо – K (кН) та швидкості руху одиниці зачіплячного рухомого складу – V (км/год), як наведено у таблиці 4.5 [18, табл. 250 та табл. 252]. Тут дані для чавунних колодок отримано для швидкостей руху до 120 км/год при зусиллі натиснення на колодку до 4 тс (40 кН), а дані для композиційних колодок – для швидкостей руху до 160 км/год.

Таблиця 4.5 – Розрахункові формули для коефіцієнтів тертя та зусиль натиснення колодок

Матеріал колодок	Коефіцієнт тертя гальмової колодки об колесо		Розрахункове зусилля K_p натиснення колодки, кН
	дійсний ϕ_r	розрахунковий ϕ_{cp}	
Чавун за ГОСТ 2105	$0,6 \frac{1,6K + 100}{8K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}$	$0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}$	$2,22K \frac{1,6K + 100}{8K + 100}$
Чавун (вміст Р 0,7...1,4 %)	$0,5 \frac{1,6K + 100}{5,2K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}$	$0,3 \frac{V + 100}{5V + 100}$	$1,67K \frac{1,6K + 100}{5,2K + 100}$
Чавун (вміст Р 2,5...3,5 %)	$1,5 \frac{1,6K + 100}{8K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}$	$0,675 \frac{V + 100}{5V + 100}$	$2,22K \frac{1,6K + 100}{8K + 100}$
ТИІР-300	$0,44 \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}$	$0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}$	$1,22K \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}$
ТИІР-303	$0,44 \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20} \cdot \frac{V + 150}{2,6V + 150}$	$0,36 \frac{V + 150}{2,6V + 150}$	$1,22K \frac{K + 200}{4K + 200}$

На сьогодні у світі існують два різних погляди на природу тертя. Першою набула розповсюдження **молекулярно-механічна теорія тертя** [29]. Її інакше називають адгезійно-деформаційна. Згідно з цією теорією тертя є результатом двох взаємопов'язаних процесів: механічного опору переміщення тіла відносно контртіла при дії на них притягуючого зусилля та опору від молекулярного притягнення тіла до контртіла. Таким чином, фрикційні якості залежать відповідно від мікронерівностей поверхонь, що контактують, а також від фізико-хімічних властивостей матеріалів тіла та контртіла. Також набула розповсюдження **фононна теорія тертя**, відповідно до якої зусилля під час тертя виникають від взаємодії тіла з контртілом на атомарному рівні [30]. При цьому енергія витрачається на збудження коливань атомів. Квант зазначених коливань у фізиці твердого тіла називається фофоном, а самі ці коливання поляритонами: ексітонами, плазмонами, магнонами і т.д. Разом з цим, наведені у табл. 4.5 залежності для ϕ_r було

отримано дослідним шляхом, тому вони інваріантні щодо будь-якої теорії тертя і є вірогідними.

На рисунку 4.16 у графічному вигляді наведено залежності розрахункових коефіцієнтів тертя з табл. 4.5 для двох різновидних матеріалів. Із наведених графіків добре видно дві принципові відмінності чавунних гальмових колодок від композиційних. По-перше, коефіцієнт тертя для чавунних колодок більш суттєво залежить від швидкості руху, ніж для композиційних. По-друге, величини коефіцієнтів тертя композиційної колодки приблизно удвічі більші, ніж чавунної для однакових швидкостей руху.

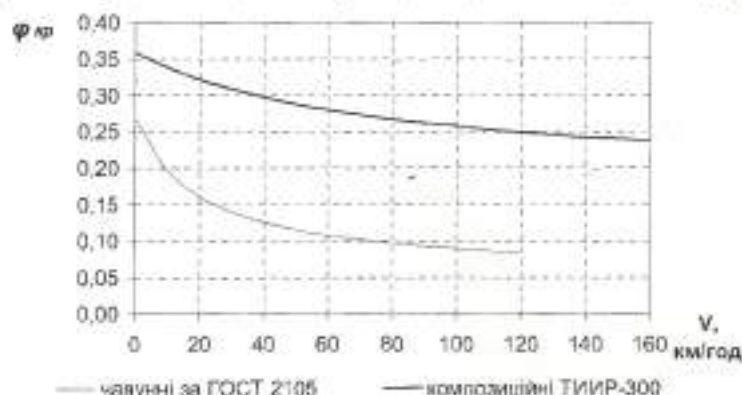


Рисунок 4.16 – Залежності розрахункових коефіцієнтів тертя гальмових колодок від швидкості руху

При отриманні формул розрахункових коефіцієнтів тертя $\phi_{гр}$ у формули для дійсних коефіцієнтів тертя на залізничних коліях 1520 мм прийнято підставляти такі умовні величини зусиль натиснення $K=K_p$ для колодок: чавунних – 27 кН, для композиційних – 16 кН. Формули для розрахункових зусиль K_p (кН) натиснення гальмових колодок, що містяться у табл. 4.5, отримано як дріб ρ_s/ρ_{gr} , а відповідні залежності у графічному вигляді наведено на рисунку 4.17.

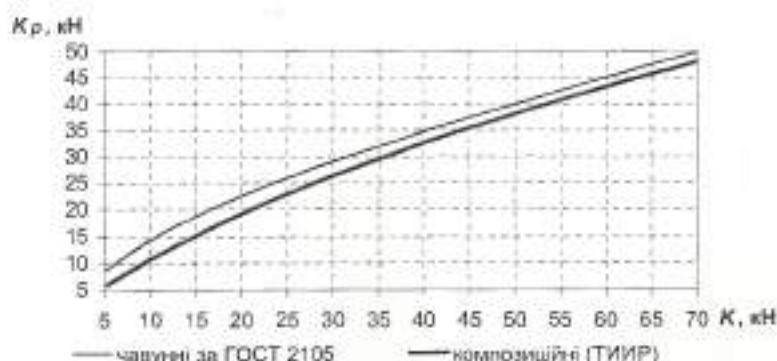


Рисунок 4.17 – Залежності розрахункових зусиль натиснення гальмових колодок від дійсних

Значення наведених умовних величин дійсних зусиль натиснення мають корисну властивість для перевірки правильності отримання розрахункових натиснень. Для чавунних колодок при $K > 27$ кН за відповідною формулою буде отримано $K_p < K$, а при $K < 27$ кН – буде отримано $K_p > K$. Подібна закономірність справедлива для композиційних колодок відносно значення $K=16$ кН.

5. РОЗРАХУНКИ ГАЛЬМ

5.1 Гальмові сили поїзда

5.1.1 Утворення гальмової сили механічних гальм

Розглянемо процес гальмування одиниці залізничного рухомого складу. Нехай на прямій горизонтальній ділянці колії виконується гальмування рейкового екіпажа, який рухається з певною поступальною швидкістю V . При цьому в центрі ваги екіпажа, окрім власної ваги Q , що направлена вертикально вниз, буде прикладена сила інерції I , що направлена за напрямком V . Власна вага Q екіпажа врівноважується протилежно до неї направленими реакціями q рейок на колісні пари в місцях їх дотику, тобто зовнішніми по відношенню до екіпажа силами. Подібно до цього сила інерції при гальмуванні врівноважується протилежно направленою **зовнішньою** силою. Для визначеності з'ясуємо утворення гальмової сили на прикладі колодкового гальма, тобто від натиснення гальмової колодки на колесо.

У загальному випадку на залізничну колісну пару під час гальмування, окрім зазначеного натиснення гальмової колодки, також діють: момент сил інерції мас, що обертаються; момент сил тертя у буксових підшипниках; сили тертя гребенів коліс по рейках. При цьому на весь екіпаж діють: сила аеродинамічного опору зустрічного повітря; сила від дії вітру, а на ділянках колії, що мають нахил до горизонту, також і позовоженя до колії складова від сили тяжіння. Серед перерахованих сил, або моментів сил, лише сила тертя колодки об колесо відповідає головним вирізняювальним якимостям гальмової сили (див. п. 1.2) – керуваності та штучності, тобто довільної можливості прикладення та зняття її людиною або автоматом, що керує рухом одиниці рухомого складу. Решта з перерахованих сил відносяться до **сил опору руху**. Серед останніх вирізняють **основний** опір, що діє завжди (від тертя у буксових підшипниках та гребенів коліс по рейках, аеродинамічний опір зустрічного повітря, інерція колісних пар від їх обертання тощо), та **додатковий** опір, який виникає тимчасово (від вітру, від ухилу колії до горизонту тощо). Сили опору враховуються окремо і тому в цьому параграфі не розглядаються.

Розглянемо взаємодію сил, що виникають під час притиснення гальмової колодки до поверхні катання колеса одиниці залізничного рухомого складу, як показано на рисунку 5.1. На цьому рисунку колесо, рейка та колодка умовно рознесені, хоча насправді названі тіла контактують.

Колесо рухається півкоп паралельно, тобто обертається навколо точки O (див. рис. 5.1) з кутовою швидкістю ω та поступально переміщується разом з екіпажем зі швидкістю V . Натиснення колодки силою K на колесо викликає появу між ними **сили тертя** $T = K \cdot \varphi$, що діє проти обертання колеса. Треба чітко усвідомлювати, що сила T є за своєю природою **внутрішньою** для екіпажа. Як відомо з курсу теоретичної механіки, сума внутрішніх сил механічної системи дорівнює нулю, тому **внутрішні сили не можуть зупинити або викликати рух механічної системи**.

Сила T на плечі, що дорівнює радіусу колеса R , створює момент $M = T \cdot R$. Цей момент можна привести до сили $B = M/R = T \cdot R/R = T$, яка діє в місці контакту колеса з рейкою. Важливо відмітити, що обов'язковою фізичною умовою появи сили B в місці контакту колеса з рейкою є наявність їх **зчеплення**. Подібно до сили тертя, яка виникає лише за наявності сили нормального тиску між двома тілами та відмінним від нуля коефіцієнтом тертя між ними, **сила зчеплення** утворюється від нормального тиску між тілами та відмінним від нуля **коефіцієнтом зчеплення** φ . При взаємодії колісної пари з

рейкою силою нормального тиску виступає частка власної ваги екіпажа, що припадає на колесо q . Добуток q на μ , називається **силою зчеплення** $B=q\mu$. За рахунок сили зчеплення між колесом та рейкою виникає **поздовжній упор** колеса в рейку у вигляді сили B' , яка за третім законом класичної механіки Ньютона дорівнює силі B та має з нею протилежні напрямки. Сила B' прагне тягнути рейку за напрямком руху екіпажа. Рейку закріплено до шпал, які занурено у баластний шар верхньої будови колії. Таким чином, рейка затисається на своєму місці практично нерухомою у поздовжньому напрямку колії. З практики відомо явище **угона рейок**, яке полягає у поздовжньому зсуву рейко-шпальної решітки під дією гальмових сил коліс, яке підтверджує викладений механізм утворення зовнішнього по відношенню до екіпажа сили B . Названа сила діє на колесо у напрямку проти його поступального руху, а отже – гальмує екіпаж. Таким чином, **гальмова сила** – це зовнішня, направлена проти напрямку руху сила, що утворюється в місці контакту колеса з рейкою за наявності їх зчеплення.

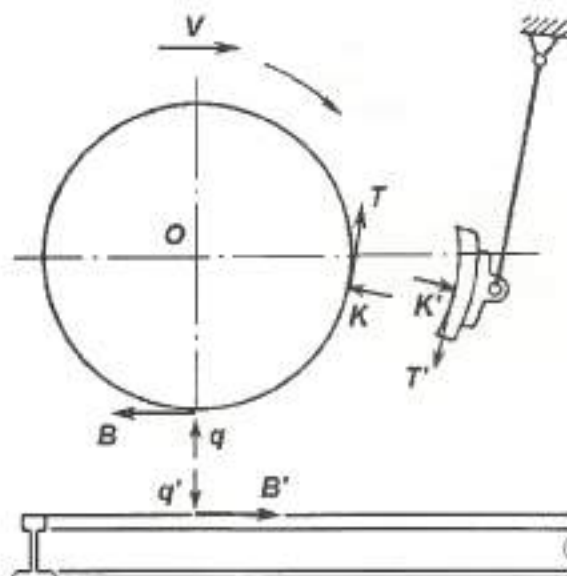


Рисунок 5.1 – Схема утворення гальмової сили

Гальмові колодки притиснюються до коліс при гальмуванні для того, щоб від сили тертя між ними виникла зовнішня по відношенню до рухомого складу сила зчеплення коліс із рейками. Зазначена сила зчеплення, по-перше, підтримує рух колеса коченням по рейці, а не ковзанням, і, по-друге, гальмує однією рухомого складу. У випадку колодкового гальма гальмова сила керується силою тертя колодки об колесо, оскільки чисельно дорівнює останній.

Подібним чином відбувається процес утворення гальмової сили при будь-якому способі колісного гальмування. Спочатку створюється **гальмовий момент** обертання колісної пари: а) при дисковому гальмі – від тертя між гальмовою накладкою та диском; б) при електричному гальмуванні – від опору обертання тягового двигуна, що переведено у генераторний режим роботи; в) при гідравлічному гальмі – від опору обертання під дією робочої рідини. Потім цей гальмовий момент створює зовнішню силу зчеплення коліс з рейками, яка власне і є гальмовою силою.

В разі рейкового гальма гальмова сила утворюється у вигляді зовнішньої сили безпосередньо шляхом притиснення гальмового башмака до рейок. У цьому разі гальмова сила чисельно дорівнює силі тертя гальмового башмака по рейці.

5.1.2 Повна та питома гальмові сили поїзда

Повна гальмова сила поїзда дорівнює добутку сумарного натиснення гальмових колодок поїзда на коефіцієнт їх тертя

$$B = \sum_j K_{rj} \cdot \varphi_{rj} = \varphi_{\text{ср}} \sum_j K_{rj} \quad (5.1)$$

де K_{rj} – розрахункове гальмове натиснення j -ої гальмової колодки.

Формула (5.1) є виразом **методу приведення** (який інакше називають **умовним способом**), який розроблено для спрощення обрахування гальмової сили поїзда. Причина в переході від дійсних сил натиснення та коефіцієнтів тертя до розрахункових полягає у наступному. **Дійсний коефіцієнт тертя** гальмової колодки об колесо залежить від сили натиснення цієї колодки, яка у свою чергу залежить від тиску повітря у гальмовому циліндрі. Для спрощення розрахунків було введено поняття **розрахункового коефіцієнта тертя**, який умовно не залежить від сили натиснення гальмової колодки, а отже і є однаковим для всіх гальмових колодок поїзда, які виготовлено з однотипного матеріалу (чавунні або композиційні). Звідси стає зрозуміло потреба умовно перераховувати гальмові параметри колодок, що виготовлено з різного матеріалу, в якийсь один матеріал. Найчастіше гальмові параметри композиційних колодок перераховуються на чавунні.

Подібно до розрахункового коефіцієнта тертя було введено поняття **розрахункового натиснення гальмових колодок**, яке в експлуатації є нормативом і задється однаковим для певного різновиду рухомого складу. Таким чином, оскільки розрахунковий коефіцієнт тертя є константою, то замість розрахунку гальмової сили поїзда можна розраховувати сумарне натиснення гальмових колодок поїзда, що ведеться для груп однотипних одиниць рухомого складу з використанням нормативних значень натиснень. Цей підхід значно полегшує оцінку забезпеченості поїзда гальмами в експлуатації та використовується при визначенні довідки форми ВУ-45 (див. п. 7.3).

При перерахунку натиснення композиційних колодок у натиснення чавунних на вітчизняних залізницях діють відповідні нормативи [8, Додаток 2, п. 10]. Розрахункові натиснення композиційних гальмових колодок приймаються **при перерахуванні на чавунні** колодки залежно від експлуатаційної швидкості руху:

- до 120 км/год – однаковими з чавунними;
- 121...140 км/год – збільшуються на 25 % порівняно з чавунними;
- 141...160 км/год – збільшуються на 30 % порівняно з чавунними.

Для порівняння ефективності різних гальм використовується **розрахункова питома гальмова сила**, що показує частку повної гальмової сили поїзда, яка припадає на одиницю його ваги

$$b_p = \frac{B}{P+Q} = \frac{\sum K_r}{P+Q} \varphi_{\text{ср}} = \varphi_p \cdot \varphi_{\text{ср}}, \quad (5.2)$$

де P – вага локомотива;

Q – вага складу поїзда;

$\varphi_p = \sum K_r / (P+Q)$ – розрахунковий гальмовий коефіцієнт поїзда.

Виходячи з різноманітності вагонів, що знаходяться у складі одного поїзда, для оцінки ефективності гальм в умовах експлуатації було введено поняття **розрахунковий гальмовий коефіцієнт поїзда**. При цьому для зручності розрахунків на практиці приймають його значення, що припадає не на 1 т ваги поїзда, а на 100 т ваги. Нормативні значення натиснення на 100 т ваги поїзда прийнято називати **єдиними найменшими гальмовими натисненнями для певної швидкості руху**. Зазначені єдині найменші гальмові натиснення в перерахунку на чавунні гальмові колодки встановлено в Інструкції з експлуатації гальм [8, Додаток 2, п. 1]. Якщо наявне натиснення буде нижче єдиного найменшого, то така одиниця рухомого складу вважається **незабезпеченою гальмами**. Разом з цим слід зауважити, що небезпечним є також і занадто велика гальмова сила, оскільки при цьому підвищується ризик **вижимання** легковагового вагона у складі

поїзда із залізничної колії (сходження такого вагона з рейок), особливо від дії поздовжніх зусиль при гальмуванні на малих швидкостях руху.

При визначенні гальмового коефіцієнта магістральних вантажних поїздів на ухилах до 20 ‰ вага локомотива та сила натиснення його гальмових засобів **не враховуються**. На промисловому транспорті, де в якості локомотивів використовуються тягові агрегати, які складають 25...30 % ваги поїзда, при визначенні гальмового коефіцієнта вантажного поїзда враховують вагу і силу натиснення гальмових засобів тягового агрегата.

У вітчизняній практиці гальмових розрахунків традиційно склалися формулу (5.2) використовувати у дещо зміненому вигляді. Справа у тому, що натиснення колодки на колесо можна визначати у ньютонках (для SI) або у кілограмах-силі (для технічної системи), а вагу локомотива чи складу поїзда, відповідно, – у кілоньютонках або тоннах (останній варіант раніше був найбільш розповсюджений, оскільки вагові характеристики вагонів та локомотивів задаються саме у тоннах). Звідси у формулі для розрахунку гальмового коефіцієнта з'являється додаткова константа, величина якої залежить від використовуваних одиниць виміру натиснення (чисельних) та ваги (знаменних). Для розрахункових значень питомої гальмової сили можна записати:

$$b_f = 1000 \cdot \delta_f \cdot \varphi_{\varphi}, \quad \text{— для розрахунків у Н/кН або кгс/тс;}$$

$$b_f = 10000 \cdot \delta_f \cdot \varphi_{\varphi}, \quad \text{— для розрахунків у Н/тс.}$$

5.1.3 Взаємодія сил під час гальмування

Як було зазначено в п. 5.1.1, гальмова сила дорівнює силі зчеплення коліс із рейками $T=B$ (див. рис. 5.1), тобто при колодковому гальмі для одиниці рухомого складу (з використанням розрахункових значень) можна записати

$$\sum K_p \varphi_{\varphi} = Q \varphi_{\varphi} \quad \text{або} \quad \delta_f \varphi_{\varphi} = \varphi_{\varphi}. \quad (5.3)$$

Подібно до позначень формули (5.2) в даному разі відношення $\delta_f = \sum K_p / Q$ називається **розрахунковим коефіцієнтом натиснення гальмових колодок одиниці рухомого складу**. Слід зауважити, що δ_f потрібно приводити до місця контакту колеса з рейкою, тому в разі дискового гальма – $\delta_f = r \sum K_p / (Q \cdot R)$. Тут r та R – відповідно розрахунковий радіус прикладення натиснення гальмових накладок на диск та радіус кола катання колеса. При колодковому гальмі – $r/R=1$. Для дискового гальма завжди $r < R$, тобто натиснення гальмових накладок приводиться до місця контакту колеса із рейкою з програпом.

Коефіцієнт δ_f встановлюється як нормативний для одиниць рухомого складу, що знову проєктуються, та відображає головний принцип проєктування механічної частини гальма: **гальмове натиснення на колісну пару повинно бути прямо пропорційно до навантаження від її коліс на рейки**, тобто $\sum K_p = \delta_f \cdot q_0$ (тут q_0 – статичне осьове навантаження). Практична реалізація зазначеного принципу може здійснюватись ручним увімкненням режимів повітрярозподільників вагонів залежно від фактичного навантаження останніх або за допомогою автоматичних регуляторів режимів гальмування.

При проєктуванні гальм розглядають певні усереднені умови, тому зазначену фізичну рівність (5.3) замінюють несуроворою нерівністю

$$\sum K_p \varphi_{\varphi} \leq Q \varphi_{\varphi} \quad \text{або} \quad \delta_f \varphi_{\varphi} \leq \varphi_{\varphi}. \quad (5.4)$$

Причина в переході до нерівності полягає у тому, що фактичні значення всіх складових формули (5.3) в експлуатації постійно змінюються для будь-якої одиниці рухомого складу. Сила натиснення гальмових колодок на колеса змінюється залежно від тягу в ГЦ та ступеня зносу елементів конструкції як ГВП, так і ходових частин. Коефіцієнт тертя залежить від швидкості руху, атмосферних умов та ін. Вертикальне навантаження від коліс на рейки в русі постійно змінюється внаслідок коливань одиниці рухомого складу. Коефіцієнт зчеплення суттєво залежить від стану поверхонь рейок – їх забруднення, вологості тощо.

На рисунку 5.2 показано кузов та візок чотиривісної одиниці залізничного рухомого складу під дією сил, що виникають при гальмуванні. Введемо позначення: Q_K та Q_B – власна вага кузова та візка; Q_1 та Q_2 – реакції від власної ваги у п'ятиках переднього та заднього візків за напрямком руху; I_K та I_B – сили інерції кузова та візка; B_{K1} та B_{K2} – гальмові сили переднього та заднього візків; N – позовожжє тусидля, що діє на автозчепи (приймається додатним при розтягненні та від'ємним при стисненні); q_j та B_j – статичне осьове навантаження та гальмові сили j -ої колісної пари ($j=1, 2, 3$ або 4); L_K та L_B – позовожжє база кузова та візка; h_{A1} та h_{A2} – висота осі переднього та заднього автозчепів над рівнем головок рейок; h_{O1} та h_{O2} – висота над рівнем головок рейок опорних площин переднього та заднього під'їзників кузова; h_K та h_B – висота над рівнем головок рейок центрів ваги кузова та візка.

З рівнянь рівноваги кузова (див. рис. 5.2,а) відносно його точок опори на візки можна отримати:

$$Q_1 = \frac{Q_K + Q_B}{2} + I_K \frac{h_K - h_{O1}}{L_K} + N \frac{h_{A1} - h_{A2}}{L_K}, \quad Q_2 = \frac{Q_K + Q_B}{2} - I_K \frac{h_K - h_{O2}}{L_K} - N \frac{h_{A1} - h_{A2}}{L_K}. \quad (5.5)$$

З рівнянь рівноваги візка (див. рис. 5.2,б) відносно його точок опори на рейки можна отримати:

$$q_1 = \frac{Q_K + Q_B}{2} + (B_1 + B_2) \frac{h_{O1}}{L_B} + I_B \frac{h_B}{L_B}, \quad q_2 = \frac{Q_K + Q_B}{2} - (B_1 + B_2) \frac{h_{O2}}{L_B} - I_B \frac{h_B}{L_B}. \quad (5.6)$$

За відповідних позначень для заднього візка з формул (5.6) отримаємо:

$$q_3 = \frac{Q_K + Q_B}{2} + (B_3 + B_4) \frac{h_{O2}}{L_B} + I_B \frac{h_B}{L_B}, \quad q_4 = \frac{Q_K + Q_B}{2} - (B_3 + B_4) \frac{h_{O2}}{L_B} - I_B \frac{h_B}{L_B}. \quad (5.7)$$

Як видно з формул (5.5), під час гальмування сили інерції та позовожжє тусидля призводять до перерозподілу вертикального навантаження на візки порівняно зі статикою. Загальне правило є таким, що **при гальмуванні задній за напрямком руху візок одиниці рухомого складу зневантажуються на певну величину, на яку довантажуються передній візок**. З формул (5.6) та (5.7) видно подібну закономірність для колісних пар, що поєднані у візок – зневантаження задньої та відповідне довантаження передньої.

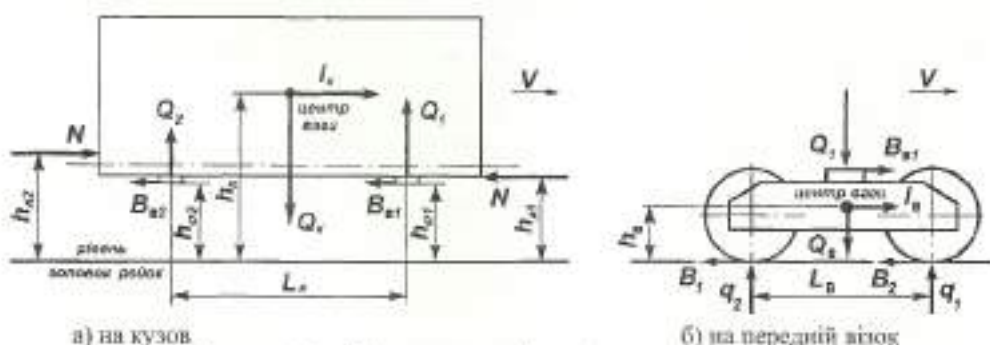


Рисунок 5.2 – Схема взаємодії сил під час гальмування

Зазначене явище зневантаження заднього за напрямком руху візка та задніх колісних пар пояснює, чому для зазначених елементів більш ймовірним є виникнення люза при гальмуванні. Під час люза значно зменшується ефективність гальм, що призводить до збільшення гальмової путі. Отже, гальмова сила колісного транспортного засобу при фрикційному гальмуванні обмежується силою зчеплення коліс із рейками, що і

відображає формула (5.4). У загальному вигляді умова без'юзового гальмування записується таким чином

$$\delta_r \cdot \varphi_{\text{гр}} \leq \alpha \cdot \mu_r, \quad (5.8)$$

де α – коефіцієнт, що враховує звантаження задніх за напрямком руху колісних пар під час гальмування, який рекомендується приймати для рухомого складу не обладнаного протизонними пристроями на рівні:

- для тягового та самохідного рухомого складу – 0,90...0,85;
- для вантажних вагонів (і у порожньому, і у навантаженому стані) – 0,90;
- для пасажирських вагонів із колодковим гальмом – 0,85;
- для пасажирських вагонів із дисковим гальмом – 0,75.

За наявності протизонного пристрою можна приймати $\alpha=1$, якщо гальмо не має автоматичного регулювання величини тиску в ГЦ залежно від поточної швидкості руху. При обладнанні вагона і протизонним пристроєм, і швидкісним регулятором тиску в ГЦ, як правило, $\alpha \geq 1$.

Таким чином, причинами появи юза при гальмуванні є як збільшене гальмове натиснення, так і зменшене зчеплення коліс із рейками. Що стосується зчеплення, то внаслідок коливань для кожної колісної пари час від часу можливе порушення умови без'юзового гальмування, особливо на вологих чи забруднених мастилом або паливом рейках. Також до юза призводять торф'яний ґрунт та листя дерев, що потрапляють на рейки (звичайно останнє більш за все спостерігається восени). Наявність снігу, льоду чи криг на рейках є фактором, який збільшує імовірність юза взимку.

Дослідами вивчено, що зчеплення коліс із рейками зменшується при збільшенні швидкості руху. Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху якісно має вигляд, подібний до залежності від швидкості руху коефіцієнта тертя (див., наприклад, рис. 4.16). Зчеплення та тертя мають одну природу. Причому коефіцієнт зчеплення подібний до коефіцієнта тертя спокою. Це пояснюється тим, що при коченні колеса по рейці точка контакту колеса з рейкою є так званим **миттєвим центром** обертання або полюсом. Як відомо з курсу теоретичної механіки, миттєвий центр обертання колеса в кожний окремий момент часу є нерухомою точкою.

За даними натурних випробувань коефіцієнт зчеплення коліс із рейками на залізницях колії 1435 мм вищий, ніж на залізницях колії 1520 мм [1, рис. II.2 та II.3]. Саме тому вітчизняні пасажирські вагони габариту RIC у міжнародному сполученні мають різне передаточне число ГВП візків (менше при експлуатації на колії 1520 мм, ніж для колії 1435 мм), а також різні граничні швидкості руху переходу на підвищений тиск у ГЦ при гальмуванні (для колії 1435 мм – при швидкостях понад 50...70 км/год, а на колії 1520 мм – понад 90...110 км/год) [31]. Тому гальма на вітчизняних залізницях у **більшій мірі** обмежені по зчепленню, ніж на західноєвропейських.

При тривалому русі юзом можливо пошкодження коліс на поверхнях катання. Існує окремий різновид руху юзом – так зване **заклинювання колісних пар** – коли обертальний рух колісної пари самостійно не відновлюється і вона переміщується по рейках не коченням, а ковзанням. У разі колодкового гальма вітчизняна практика виявила наступні закономірності. Для випадків гальмування чалунними колодками більш імовірним є заклинювання колісних пар на малих швидкостях руху з утворенням **повзунів** на поверхнях катання коліс. При гальмуванні композиційними колодками більш імовірним є короточасний юз на високих швидкостях руху, що супроводжується значним нагріванням металу колеса. Таке нагрівання зумовлює або зсув металу на поверхнях катання коліс (так званий **навар**) під дією сил тертя колодок та зчеплення з рейками, або появу термічних мікротріщин з подальшим утворенням на місці останніх вищербин. Причиною термічних тріщин вважається локальна структурна перебудова колісної сталі у мартенсит, що завжди відбувається із збільшенням об'єму, яке і викликає розтріскування поверхні катання колеса в даному місці.

Приклад. Перевірити забезпеченість вантажного поїзда гальмами, якщо його вага становить 5000 т і складається він із шістдесяти чотиритісних навантажених вагонів, які обладнані увікненими пневматичними автогальмами з чавунними колодками.

Розв'язання. За умовами задачі знаходимо єдине найменше гальмове натиснення на кожні 100 т ваги поїзда, яке становить 33 тс на одну вісь [8, додаток 2, п. 1]. Тоді заданий поїзд для руху з найбільшою дозволеною швидкістю потребує загального натиснення щонайменш $\Sigma K = 33 \cdot 5000 / 100 = 1650$ тс. В подальшому розрахунку дію гальм локомотива не враховуємо, що іде у запас гальмування. Кількість гальмових осей складу поїзда, згідно з умовами задачі, дорівнює $n_g = 4 \cdot 60 = 240$ одиниць. Розрахункове натиснення на вісь навантаженого вантажного вагона складає 7,0 тс [8, таблиця Д.2.1]. Отже, розрахункове гальмове натиснення у складі цього поїзда становитиме $7,0 \cdot 240 = 1680$ тс. **Висновок:** оскільки розрахункове натиснення, яке дорівнює 1680 тс, перевищує потрібне, що у даному випадку становить 1650 тс, то поїзд пневматичними автогальмами забезпечено.

5.2 Типовий розрахунок гальма

На залізницях країни СНД склалися два підходи до типових розрахунків гальм одиниць рухомого складу:

- перевірочний – з метою отримання розрахункового гальмового коефіцієнта (характерно для вагонуобудування);
- проектний – по взятому в розрахунок гальмовому коефіцієнту (характерно для локомотивобудування).

У будь-якому разі типовий розрахунок гальма проводиться у двох незалежних напрямках – з метою підтвердження забезпеченості одиниці рухомого складу гальмами (цей різновид прийнято стисло називати „розрахунком на ефективність”) та для перевірки наявності юза під час гальмування (стисло називається „перевірка на юз”).

При розрахунку на ефективність слід приймати такі вихідні умови: вихід штока ГЦ – найбільший з допустимих, а тиск повітря у ГЦ – номінальний. При цьому обов'язково враховується зменшення гальмової сили від дії авторегулятора виходу штока ГЦ та приймається коефіцієнт корисної дії (ККД) ГЦ на рівні 98%.

При перевірці на юз вихідні умови відповідають найменшому з нормативних виходу штока ГЦ, а отже і найбільшому тиску повітря в останньому. При цьому, умовно, приймається ККД ГЦ 100% та не враховується зменшення гальмової сили від дії авторегулятора.

У ході типового розрахунку гальма виконуються багатоваріантні розрахунки. Наявність декількох варіантів зумовлена необхідністю отримати результати при різних регламентованих значеннях: а) тиску повітря в ГЦ та б) швидкостях руху одиниці рухомого складу.

Методика перевірного розрахунку базується на формулах (5.9) – (5.13).

Вихід (мм) штока ГЦ розраховується за формулою

$$L_{\text{вх}} = h \cdot n \cdot k_L, \quad (5.9)$$

де h – відстань при відпущених гальмах між поверхнями тертя гальмової колодки та колеса приймається для:

- вагонів – 5...8 мм;
- локомотивів – 5...12 мм;

n – передаточне число ГВП;

k_L – коефіцієнт, який враховує деформацію важелів, приймається 1,20...1,25.

Розрахована величина виходу штока ГЦ не повинна перевищувати відповідної нормативної верхньої межі для випадку відправлення вагонів з ПТО [8, табл. 6.1], а

локомотивів та МВРС – із депо [18, табл. 227]. Інакше $L_{\text{гп}}$ приймається найбільшою допустимістю згідно з вказаними таблицями.

Дійсне натиснення (в кН) на одну гальмову колодку (накладку)

$$K = \frac{n_{\text{гп}} \cdot \eta}{k_1} \left(\frac{g}{1000} A_{\text{гц}} \cdot p_{\text{гц}} \cdot \eta_{\text{гц}} - F_{\text{сп}} - L_{\text{сп}} \cdot c_{\text{сп}} - n_{\text{сп}} \cdot [F_{\text{сп}} + L_{\text{сп}} \cdot c_{\text{сп}}] \right), \quad (5.10)$$

- де $n_{\text{гп}}$ – передаточне число ГВП до гальмової колодки (балки), яка розглядається;
 η – коефіцієнт втрат на тертя у механізмі ГВП (інакше – ККД ГВП);
 k_1 – кількість колодок, які розташовані на одній гальмовій балці та приводяться у дію від одного гальмового циліндра;
 g – прискорення земного тяжіння, приймається $g=9,81 \text{ м/с}^2$;
 $A_{\text{гц}}$ – площа поршня ГЦ, см^2 ;
 $p_{\text{гц}}$ – розрахунковий надлишковий над атмосферним тиск повітря у ГЦ, кг/см^2 ;
 $\eta_{\text{гц}}$ – коефіцієнт корисної дії ГЦ, який коли враховується, то приймається 0,98;
 $F_{\text{сп}}$ і $c_{\text{сп}}$ – відповідно сила (кН) попередньої зтяжки та жорсткості (кН/мм) відпускної пружини ГЦ;
 $n_{\text{сп}}$ – передаточне число привода авторегулятора (див. п. 4.3);
 $F_{\text{сп}}$ і $c_{\text{сп}}$ – відповідно сила (кН) попередньої зтяжки та жорсткості (кН/мм) пружини авторегулятора;
 $L_{\text{сп}}$ – зменшення довжини пружини авторегулятора при гальмуванні, мм.

Для ГВП локомотивів η приймається:

а) при односторонньому натисненню гальмових колодок:

- 0,95 – при роботі одного ГЦ на два колеса;
- 0,90 – при роботі одного ГЦ на три колеса;

б) при двосторонньому натисненні гальмових колодок:

- 0,90 – при роботі одного ГЦ на одне колесо;
- 0,85 – при роботі одного ГЦ на два колеса;
- 0,80 – при роботі одного ГЦ на три колеса.

Для ГВП типових вантажних вагонів η приймається:

- 0,95 – для чотиривісних універсальних;
- 0,90 – для осей з одностороннім натисненням шестивісних вагонів;
- 0,80 – для вагонів типу хоппер, восьмивісних вагонів та осей з двостороннім натисненням шестивісних вагонів.

Для ГВП вагонів пасажирського типу з двостороннім натисненням гальмових колодок $\eta=0,90$, а при дисковому гальмі $\eta=0,98$ на кожний кліщовий механізм ГВП, що приводиться від одного ГЦ. Тут і далі в цьому підрозділі нормативні дані викладено згідно з [18, 32, 33].

Залежно від внутрішнього діаметра ГЦ (у дюймах) площа його поршня приймається такою: 8" - 324 см^2 ; 10" - 506 см^2 ; 12" - 730 см^2 ; 14" - 994 см^2 ; 16" - 1257 см^2 .

Розрахунковий тиск повітря у ГЦ для локомотивів та пасажирських вагонів при розрахунку на ефективність приймається 3,8 кг/см^2 , а для перевірки на юз – відповідно 4,0 та 4,2 кг/см^2 . У вантажних вагонів, які обладнано автоматичним регулятором режимів гальмування (авторезимом), розрахунок дійсного натиснення гальмових колодок виконується тільки для граничних значень тиску повітря в ГЦ, а для вагонів без авторезиму – також і для проміжного значення тиску.

Розрахункові тиски у ГЦ залежать від маси тари для тих вантажних вагонів, для яких одночасно виконуються такі умови: маса тари понад 27 т, наявний авторезим та композиційні гальмові колодки, передаточне число ГВП знаходиться у межах 5,7...5,9, а також виконується регулювання авторезиму залежно від тиску у ГЦ. Для зазначених вагонів при увімкненні ПР на середній режим розрахункові тиски (кг/см^2) приймаються

(тут у чисельнику наведено дані для розрахунку на ефективність, а у знаменнику – для перевірки на юз):

- 1,5 / 1,9 – при вазі тари понад 27, але до 32 т;
- 1,8 / 2,2 – при вазі тари понад 32, але до 36 т;
- 2,1 / 2,4 – при вазі тари понад 36, але до 45 т.

Дані про розрахункові тиски в ГЦ решти вантажних вагонів (у тому числі ізотермічних) наведено у таблиці 5.1, де у чисельнику містяться значення для розрахунку на ефективність, а у знаменнику – для перевірки на юз. При цьому для вантажних вагонів із композиційними колодками розрахунки виконують для тисків у ГЦ при середньому та порожньому режимах увімкнення ПР. Для вантажних вагонів із чавунними колодками та обладнаних автоматичним регулятором режимів гальмування (авторежимом) розрахунковими режимами ПР є навантажений та порожній.

Таблиця 5.1 – Розрахунковий тиск у ГЦ вантажного вагона

Наявність авторежима	Режим увімкнення ПР	Величина тиску (кГ/см ²) при колодках	
		чавунних	композиційних
Вагон обладнано авторежимом	навантажений	4,0 / 4,5	-
	середній	3,0 / 3,4	3,0 / 3,4
	порожній	1,4 / 1,8	1,4 / 1,8
Вагон не обладнано авторежимом	навантажений	4,0 / 4,5	-
	середній	-	3,0 / 3,4
	порожній	1,6 / 2,0	1,3 / 1,6

Параметри пружин ГЦ для формули (5.10) приймають згідно з таблицею 5.2. Для типових авторегуляторів ГВП вагонів (№574, №536, РТРП-675 та подібних) приймають $F_{пр} = 1,66$ кН і $c_{пр} = 0,02266$ кН/мм, а величину $L_{гп}$ – при чавунних гальмових колодках: для вантажних чотиривісних вагонів – 30 мм, для вантажних восьмивісних та пасажирських вагонів – 40 мм; при композиційних колодках – 15 мм.

Таблиця 5.2 – Характеристики пружин гальмових циліндрів

Номер		Діаметр ГЦ, мм (дюйм)	$F_{пр}$, кН	$c_{пр}$, кН/мм
циліндра	пружини			
519А, 008	503-96	400 (16)	1,51	0,00654
501Б, 502Б, 002, 188Б	503-96	356 (14)	1,51	0,00654
455	2182	356 (14)	1,41	0,00540
435, 436	2230-50	356 (14)	0,97	0,00640
431	2230-50	305 (12)	0,97	0,00640
504Б, 505Б	503-96	305 (12)	1,51	0,00654
503Б, 507Б, 507Б	503-06	254 (10)	1,02	0,01430
509Б	508-11	254 (10)	1,23	0,00870
ТПР-10	2112	254 (10)	0,96	0,00360
553	508-11	203 (8)	1,23	0,00870

Примітка: індексом „Б” у номері ГЦ позначається манжета кільцевого типу.

За знайденим з формули (5.10) дійсним натисненням, за відповідною формулою табл. 4.5 отримують розрахункове натиснення гальмової колодки K_p (кН). Для вантажних вагонів із чавунними гальмовими колодками дозволяється оцінку ефективності гальма виконувати за отриманим значенням K_p (кН). Гальмо вантажного вагона вважається достатньо ефективним, якщо розрахункове натиснення гальмової колодки становить не менше: 35 кН – на порожньому режимі увімкнення ПР; 50 кН – на середньому режимі та 70 кН – на навантаженому. При цьому для вантажних вагонів, які мають масу тари понад

27 т на порожньому режимі $PR K_p$ повинно бути не менше: 40 кН – при масі тарі від 27 до 32 т; 45 кН – при тарі від 32 до 36 т та 50 кН – при тарі від 36 до 45 т.

Додавком відповідних сил натиснення всіх гальмових колодок для локомотива чи вагона знаходять сумарні дійсне ΣK та розрахункове ΣK_p натиснення. Шукані **дійсний та розрахунковий коефіцієнти натиснення гальмових колодок** розраховують подібно до позначення з формули (5.3):

$$\delta = \frac{\Sigma K}{G \cdot g} > [\delta], \quad \delta_p = \frac{\Sigma K_p}{G \cdot g} > [\delta_p], \quad (5.11)$$

де G – розрахункова вага одиниці рухомого складу, т.

В якості розрахункової ваги локомотивів приймається їх вага у спорядженому стані, для існуючих локомотивів відповідні дані є нормативними [8, таблиця Д.2.3]. Для вагонів за розрахункову вагу приймають: для порожнього режиму – вагу тарі; для навантаженого – вагу бруutto; а для середнього – вагу при навантаженні на 50 %. Вантажопідйомність вантажних вагонів приймається відповідно до технічного завдання, а для пасажирського вагона розрахункове навантаження від його спорядження і пасажирів з багажем (див. приклад 2 з п. 7.3) залежить від типу вагона та є нормативним [8, п. 8.2].

Отриманий розрахунковий коефіцієнт натиснення повинен відповідати вимогам технічного завдання на дану одиницю рухомого складу. Мінімальні значення $[\delta_p]$ чавунних гальмових колодок для локомотивів залежно від роду їх служби рекомендується вибирати на рівні: 0,6 – для вантажного; 0,7 – для пасажирського.

Для пасажирських вагонів при швидкостях руху до 160 км/год $[\delta_p]$ залежно від різновиду гальмування становить: ПГ – 0,28 (0,80); ЕПГ – 0,30 (0,85). Тут дані без дужок наведено для композиційних гальмових колодок та накладок, а у дужках – в перерахунку на чавунні. Для дисківих гальм $[\delta_p]$ має бути **приведено до радіуса кола катання колеса**.

Для вантажних вагонів з композиційними гальмовими колодками при швидкостях руху до 100 км/год $[\delta_p]$ у порожньому експлуатаційному стані встановлено 0,22. Таке саме значення встановлено для ізотермічного вагона за умови ввімкнення режимного перемикача його повітророзподільника відповідно до фактичного навантаження вагона. Для вантажних вагонів, які обладнані авторежимом, при повному навантаженні $[\delta_p]$ не повинний бути меншим за 0,14. За відсутності авторежима $[\delta_p]$ встановлено відповідно до режиму увімкнення ПР: середній – 0,14; навантажений – 0,18.

У разі проєктного розрахунку дані щодо дійсних коефіцієнтів δ рекомендується приймати відповідно до таблиці 5.3. Цей різновид розрахунку проводиться у зворотному порядку по відношенню до викладеного, з метою отримання з формули (5.10) потрібних параметрів гальмового обладнання (діаметра ГЦ, передаточного числа ГВП). Після вибору певного гальмового обладнання для нього виконується перевірочний розрахунок гальма.

Таблиця 5.3 – Дійсні коефіцієнти натиснення гальмових колодок (накладок)

Тип рухомого складу	Значення $[\delta]$ при колодках (накладках)	
	композиційних	чавунних
Локомотиви вантажного роду служби	-	0,60...0,70
Те ж саме - пасажирського	-	0,70...0,80
Вантажні вагони (порожні)	0,28...0,30	0,55...0,65
Те ж саме (навантажені)	0,21...0,22	0,38...0,42
Пасажирські вагони з протизовним пристроєм	0,32...0,34	0,75...0,85
Те ж саме без протизовного пристрою	0,28...0,30	0,65...0,75

Примітка: для рухомого складу, який обладнано двоступінчастим швидкісним регулюванням тиску в ГЦ, при чавунних гальмових колодках та найбільшому тиску повітря в ГЦ – $[\delta]=1,2...1,5$.

При проектуванні механічної частини гальма однієї рухомого складу обов'язково потрібно перевіряти **питомий тиск на гальмову колодку (накладку)**. Зазначена перевірка виконується за формулою

$$q_v = \frac{K}{A_m} \leq [q_v], \quad (5.12)$$

де A_m – площа (см²) поверхні тертя гальмової колодки (накладки), приймається для:

- чавунної вагонної (безребенової) колодки – 305;
- однієї секції чавунної секційної колодки – 205;
- композиційної вагонної колодки нової/приробленої – 170/290;
- композиційної вагонної накладки дискового гальма – 430;
- чавунної локомотивної (гребенової) колодки – 442;

$[q_v]$ – допустимий питомий тиск на гальмову колодку (накладку).

Дані про $[q_v]$ щодо найбільш розповсюджених на залізницях колії 1520 мм матеріалів гальмових колодок (накладок) зведено у таблицю 5.4.

Таблиця 5.4 – Допустимий питомий тиск (кН/см²) на гальмову колодку (накладку)

Матеріал гальмової колодки (накладки)	Швидкість руху, км/год		
	до 120	від 121 до 160	від 160 до 250
Чавун (ГОСТ 6921) <i>з твердими вставками</i>	0,13	0,09	0,06
Чавун з підвищенням вмісту фосфору	0,10	0,07	-
Чавун з твердими вставками	0,16	0,11	0,07
Композиції ТНІР (300, 302, 303 і 308)	0,09	0,06	0,04

Примітка: для локомотивів з одностороннім натисненням чавунних гальмових колодок допустимий тиск на швидкостях до 160 км/год становить 0,19 кН/см².

Типовий розрахунок також обов'язково передбачає **виконання перевірки на наявність юза при гальмуванні**. При цьому як основна розрахункова умова застосовується формула (5.8) та дані таблиці 5.5 [18, табл. 253]. У разі потреби проміжні значення за даними з табл. 5.5 знаходять методом лінійної інтерполяції.

Таблиця 5.5 – Коефіцієнт зчеплення коліс із рейками

Різновид рухомого складу та його розрахункова швидкість руху, км/т	Значення μ_v при статичному осьовому навантаженні				
	6 т	10 т	15 т	20 т	25 т
1. Локомотиви:					
20	-	-	0,132	0,126	0,119
100	-	-	0,097	0,093	0,088
160	-	-	0,087	0,083	0,078
2. Вагони на візках пасажирського типу:					
40	0,140	0,135	0,130	0,124	-
120	0,110	0,107	0,102	0,097	-
140	0,106	0,102	0,098	0,094	-
160	0,101	0,097	0,094	0,090	-
3. Вагони на візках вантажного типу:					
20	0,130	0,125	0,121	0,116	0,110
100	0,097	0,094	0,090	0,086	0,081
120	0,092	0,090	0,085	0,081	0,076

Під час перевірки на юз при гальмуванні певної одиниці рухомого складу розрахунки за формулою (5.8) виконують для всіх регламентованих у табл. 5.5 швидкостей руху рухомого складу відповідного типу. При цьому верхньою межею

розрахункової швидкості приймається її конструкційне значення для цієї одиниці рухомого складу.

Перевірка потрібної кількості гальмових колодок (накладок) виконується, виходячи із середньої потужності N (кВт), яка припадає на одну колодку (накладку) при екстремому гальмуванні на площадці з конструкційної швидкості руху, за формулою

$$N = \frac{q_0 \cdot V_{\text{кон}}^3}{4 \cdot S \cdot k_g} \leq [N], \quad (5.13)$$

де q_0 – статичне осьове навантаження бруто, т;

$V_{\text{кон}}$ – конструкційна швидкість одиниці рухомого складу, м/с;

S – повна гальмова пень на площадці одиниці рухомого складу в складі поїзда, м;

k_g – кількість гальмових колодок (накладок), що діють на одну колісну пару.

Допустимі потужності слід приймати при розрахунках: для гальмових колодок (накладок) із композиційних матеріалів – $[N]=70$ кВт, а для чавунних – $[N]=35$ кВт.

Приклад. Оцінити ефективність автогальма пасажирського вагона другого класу типу „Україна” для ваги бруто та перевірити умову його без'юзового гальмування у порожньому стані з початкової швидкості руху 40 км/год.

Розв'язання. Заданий вагон обладнано композиційними гальмовими колодками із матеріалу ТНІР-303 на бізку некотлової сторони та на зовнішній колісній парі візка котлової сторони. Внутрішня (генераторна) колісна пара котлового візка обладнана колодками із чавуна за ГОСТ 2105. Затяжка горизонтальних важелів встановлена в отвори, що передбачено для композиційних колодок. Передаточні числа ГВП цього вагона було розглянуто у прикладі з п. 4.2.2, вона має довжини плечей горизонтальних важелів: $a=279$ мм та $b=371$ мм. Таким чином, передаточні числа для однієї траверси будуть: силосе $n_{\text{си}}=279/371=0,752$; кінематичне – $n_{\text{ки}}=n_{\text{си}} \cdot \cos(10^\circ)=0,741$ (при найбільшому куті занеження колодки 10°); стрижневого привода авторегулятора за формулою (4.3) з п. 4.3 – $n_{\text{ар}}=371/279=1,379$. Вага тари міжблочної вагона другого класу моделі 61-779 становить 57 т, що визначає його вагу бруто $57+9=66$ т [8, п. 8.2] та осьові навантаження: нетто – $57/4=14,25$ т та бруто – $66/4=16,5$ тс. Приймаємо вихід штока ГП $L_{\text{в}}$: для оцінки ефективності гальма 160 мм; для перевірки на юз – 130 мм [8, табл. 6.1]. Вагон обладнано ГП №501Б: $A_{\text{ГП}}=994$ см²; $F_{\text{ГП}}=1,51$ кН і $c_{\text{ГП}}=0,00654$ кН/мм (див. табл. 5.2). Приймається тиск $p_{\text{ГП}}$ повітря в ГП при оцінці ефективності – 3,8 кг/см²; перевірці на юз – 4,2 кг/см². На вагоні застосовано авторегулятор РТРП-675М: $F_{\text{ар}}=1,66$ кН; $c_{\text{ар}}=0,02266$ кН/мм та $L_{\text{ар}}=15$ мм (для композиційних колодок).

Дійсне натиснення K гальмової колодки розрахуємо за формулою (5.10):

- для оцінки ефективності

$$K_{\text{си}} = \frac{0,741 \cdot 0,9}{2} \left(\frac{9,81}{1000} 994 \cdot 3,8 \cdot 0,98 - 1,51 - 160 \cdot 0,00654 - 1,379 \cdot [1,66 + 15 \cdot 0,02266] \right) = 10,34 \text{ кН},$$

- для перевірки на юз

$$K_{\text{ки}} = \frac{0,752 \cdot 0,9}{2} \left(\frac{9,81}{1000} 994 \cdot 4,2 \cdot 1,00 - 1,51 - 130 \cdot 0,00654 \right) = 13,06 \text{ кН}.$$

Відповідні розрахункові натиснення за формулами з табл. 4.5 складуть: а) при оцінці ефективності для колодок: чавунних – 14,64 кН; композиційних – 10,99 кН, б) при перевірці на юз для колодок: чавунних – 18,37 кН; композиційних – 14,72 кН. Сумарні натиснення $\sum K$ гальмових колодок вагона: при оцінці ефективності $14,64 \cdot 4 + 10,99 \cdot 12 = 190,4$ кН; при перевірці на юз $17,14 \cdot 4 + 13,46 \cdot 12 = 230,1$ кН. Розрахункові коефіцієнти δ_p натиснення колодок за формулою (5.11): при оцінці ефективності $190,4/(66 \cdot 9,81) = 0,294$; при перевірці на юз $230,1/(57 \cdot 9,81) = 0,412$.

Отриманий розрахунковий коефіцієнт натиснення 0,294 дозволяє зробити висновок про достатню ефективність гальма вагона при композиційних колодках та пневматичному гальмуванні $\delta_p = 0,294 > [\delta_p] = 0,28$.

Найбільший питомий тиск на композиційні колодки за формулою (5.12): нову $13,06/170=0,077$ та прироблену $13,06/290=0,045$ кН/мм² свідчать про достатню механічну міцність приробленої колодки з матеріалу ТНІР-303 (див. табл. 5.4) для швидкостей руху до 160 км/год та нової – до 120 км/год.

За даними табл. 5.5 розрахунковий коефіцієнт зчеплення на швидкості руху 40 км/год становитиме $\mu_z=0,130+(0,136-0,130)\cdot(15-14,25)/(15-10)=0,1309$.

Перевірку на юз в даному разі слід виконувати для композиційної колодки, як такої, що має більший розрахунковий коефіцієнт тертя. За формулою з табл. 4.5 для матеріалу ТНІР-303 отримаємо $\varphi_{\text{гр}}=0,36\cdot(40+150)/(2,6\cdot40+150)=0,2694$. Згідно з формулою (5.8) при нормативному коефіцієнті звантаження колісної пари при гальмуванні 0,85 отримаємо $0,412\cdot0,2694=0,11099<0,85\cdot0,1309=0,11127$. Отже, умова без'юзового гальмування порожнього вагона моделі 61-779 для швидкості руху 40 км/год виконується.

Перевіримо відповідно до формули (5.13) потрібну кількість композиційних гальмових колодок, які повинні притиснюватися до однієї колісної пари пасажирського вагона, з точки зору розсіювання ними допустимої потужності. Вихідні дані при цьому такі: $[N]=70$ кВт; $q_0=16,5$ т; $V_{\text{max}}=160$ км/год $=44,4$ м/с; $S=1280$ м. Повну довжину гальмової путі при екстреному гальмуванні на горизонтальній ділянці колії (на площадці) можна прийняти, виходячи з нормативної гальмової путі пасажирського поїзда при розстановці постійних колійних сигналів (світлофорів), яка в заданому випадку дорівнює 1600 м (див. табл. 5.6). Оскільки розстановка світлофорів виконується за умов ПСТ, для якого гальмова сила поїзда використовується на 80 % по відношенню до ЕГ (див. п. 5.3.3), то при екстреному гальмуванні розрахункова гальмова путь складе $0,8\cdot1600=1280$ м.

$$\text{Отже, } k_0 \geq \frac{q_0 \cdot V_{\text{max}}^2}{4 \cdot S \cdot [N]}, \text{ звідки } k_0 \geq \frac{16,5 \cdot 44,4^2}{4 \cdot 1280 \cdot 70} = 4,03.$$

Таким чином, до однієї колісної пари повинні притиснюватися чотири композиційні гальмові колодки, що відповідає типовій конструкції пасажирського візка.

5.3 Оцінка ефективності гальма

Головним кількісним критерієм ефективності гальма одиниці рухомого складу є довжина гальмової путі, яку це гальмо забезпечує. Норматив гальмової путі слугує для розстановки сигналів (світлофорів) та огороження місць переходу. У даний час повні гальмові путі для магістральних залізниць України повинні становити не більше наведених у таблиці 5.6 [5, табл. 3.1].

Таблиця 5.6 – Нормативні гальмові путі поїздів

Поїзд	Швидкість руху, км/год	Гальмова путь (м) при i_k	
		до 6 ‰	6...10 ‰
1. Вантажний	до 80	1000	1200
	81...90	1300	1500
	91...100	1600	-
2. Рефрижераторний	до 100	1000	1200
	101...120	1200	1300
3. Пасажирський	до 100	1000	1200
	101...140	1200	1300
	141...160	1600	1700

Примітки. 1. i_k – крутість керівного спуску.

2. Для $i_k > 10 ‰$ нормативи встановлюються начальником залізниці.

Для визначення гальмової путі рухомого складу на залізничних країх СНД найбільшого розповсюдження набули три способи:

- шляхом натурних експериментів;
- за відповідними номограмами;
- методом чисельного інтегрування рівняння руху поїзда.

5.3.1 Спосіб натурних експериментів

Цей спосіб дає найбільш об'єктивні дані, однак, лише для певних умов проведення дослідів. Тому виникають складності з узагальненням отриманих результатів. Таким способом визначають гальмові путі переважно для окремих одиниць рухомого складу на дослідних зразках при їх випробуваннях на етапі розробки та постановці на виробництво.

Для **тягових одиниць** рухомого складу натурні досліді виконують шляхом розгону до заданої швидкості руху з подальшим гальмуванням та визначенням гальмової путі за даними швидкостемірної стрічки. За наявності у дослідній одиниці декількох видів гальм гальмові путі встановлюються як при дії кожного гальма окремо, так і при їх сумісній дії.

Гальмові путі **несамохідних одиниць** рухомого складу при натурних експериментах визначають або так званим методом „кидання“, або випробуваннями у складі дослідного зчепу. Методом „кидання“ можна досліджувати лише автоматичні гальма, дослідження у складі зчепу мають універсальний характер.

Типова послідовність дій за методом „кидання“ така. Гальмова магістраль дослідного вагона поєднується з локомотивом за допомогою штатних рукавів, при чому зчеплення вагона і локомотива не роблять. Дали локомотив штовхає дослідний вагон попереду себе до набуття заданої швидкості руху, після чого приводить у дію допоміжне (та/або електричне гальмо) локомотива. Локомотив починає уповільнюватись, а вагон продовжує свій рух за інерцією та „відривається“ від локомотива, при цьому роз'єднуються їх гальмові магістралі та відбувається екстремне гальмування. Відстань, яку проходить дослідний вагон від моменту „розрива“ гальмової магістралі до зупинки, і є гальмовою путтю. Якщо ефективність гальм дослідного вагона вища за ефективність гальм локомотива, то останній буде наздоганяти вагон при гальмуванні, що унеможливить отримання результату цим методом. Тоді слід використовувати спеціальні пристрої для автоматичного розчеплення вагона і локомотива на початку гальмування, та при розгоні тягнути вагон за локомотивом або досліджувати вагон у складі зчепу.

Гальмові путі у разі неавтоматичних гальм досліджуються у складі зчепу. Цей зчеп формується з локомотива, дослідного вагона та, за необхідності, вагона-лабораторії. Під час випробувань виконується гальмування зчепу виключно засобами дослідного вагона, та отримується гальмова путя зчепу. Гальмова путя дослідного вагона знаходиться шляхом перерахунку, виходячи з ваги цього вагона та всього зчепу.

5.3.2 Рекомендації щодо застосування номограм

Номограми гальмових путей наведено в багатьох літературних джерелах [8, 18, 34]. У цей спосіб, оскільки він практично не потребує розрахунків (окрім, можливо, встановлення величини гальмового коефіцієнта та приведеного ухилу ділянки колії), гальмова путя найчастіше визначається в умовах експлуатації. Кожна номограма у графічному вигляді пов'язує чотири параметри: гальмову путю, передгальмову швидкість руху, розрахунковий гальмовий коефіцієнт (або розрахункове гальмове натиснення) та крутість ухилу залізничної колії. Тому за номограмою можна знайти будь-який з перерахованих параметрів, якщо відомі інші три з них.

Оскільки в експлуатації наявна значна кількість комбінацій умов гальмування за ухилами колії, різновидами гальмувань, видами гальм рухомого складу, типами гальмових колодок та категоріями поїздів, то повний комплект номограм для кожного з можливих випадків підготувати практично неможливо. Однак наступні прості прийоми дозволяють

значно розширити коло гальмових задач, які можна розв'язати з використанням обмеженої кількості номограм.

Зазвичай номограми побудовано для екстреного гальмування (якщо на осі абсцис відсутня відмітка ПСГ). У разі користування ними для повного службового гальмування слід зменшити розрахунковий гальмовий коефіцієнт (відкладений на осі абсцис) на 20 %.

Номограми для вантажних поїздів наводяться для складів довжиною до 200 осей. Ці номограми також можна використовувати і для вантажних поїздів, що мають більш довгі склади. Для цього слід відповідно зменшити розрахунковий гальмовий коефіцієнт: на 10 % – при складі поїзда понад 200 до 300 осей та на 15 % – при складі довжиною понад 300 до 400 осей.

Найчастіше номограми наводяться для площадки (ухил колії відсутній) та для спусків (крутість ухилу від'ємна). Однак за цими номограмами можна також знайти гальмову путь на підйомі до 10 % (крутість ухилу додатна). Для цього спочатку треба знайти гальмові пути за умовами задачі, але на площадці та на спуску, який чисельно дорівнює заданому підйому. Шукана гальмова путь на підйомі буде на стільки ж меншою від гальмової пути на площадці, на скільки остання менша за знайдену гальмову путь на спуску.

Якщо за умовами задачі крутість ухилу або швидкість руху має проміжне значення між тими, для яких побудовано наявні номограми, то шукану гальмову характеристику може бути знайдено шляхом лінійної інтерполяції результатів за номограмами при найближчих більшому та меншому значенню ухилу або швидкості руху.

Зразок номограми наведено у прикладі 3 з п. 5.5. Останнім часом у відповідних інструкціях Російської Федерації традиційні для залізниць колії 1520 мм номограми гальмових путей замість графічної форми подаються у вигляді таблиць, в яких значення швидкості руху подано з кроком 10 км/год, а розрахункового гальмового коефіцієнта – з кроком 0,05. Табличне представлення розрахункових величин гальмових путей **зменшує огріхи**, які неминуче виникали при користуванні графіками номограм. Взагалі, номограми гальмових путей, як у вигляді графіків, так і у вигляді таблиць, отримано за результатами багатоваріантних розрахунків за методом чисельного інтегрування рівняння руху поїзда.

5.3.3 Методика розрахунку гальмової пути

Метод чисельного інтегрування рівняння руху поїзда за інтервалами швидкостей руху дає задовільне співпадіння експериментальних даних та результатів розрахунків гальмової пути рухомого складу, який обладнано тинзовим пневматичним фрикційним гальмом, – на спусках до 20 % та при передгальмових швидкостях руху понад 40 км/год. Даний метод має два основних припущення.

По-перше, в межах одного інтервалу чисельного інтегрування поточна швидкість руху вважається константою, яка дорівнює середній швидкості даного інтервалу. Це дозволяє обрати ширину інтервалу зміни швидкості руху на рівні $\Delta V = 10$ км/год і отримати результати розрахунку, які добре узгоджуються з даними натурних експериментів.

По-друге, вважається, що повна гальмова путь має дві складові – путь підготовки гальм до дії (S_0) та дійсну гальмову путь (S_d)

$$S = S_0 + S_d \quad (5.14)$$

Таке припущення зроблено, щоб уникнути ускладнень з урахуванням фактичного часу наповнення ГЦ стисненням повітрям. Вважається, що протягом підготовки гальм до дії гальмова сила відсутня взагалі (тиск у ГЦ дорівнює атмосферному), а потім гальмова сила миттєво зростає до свого найбільшого з можливих у даних умовах значення (тиск у ГЦ миттєво збільшується) і є сталою протягом всього гальмування.

Путь підготовки гальм до дії розраховується за формулою

$$S_0 = V_0 \cdot t_0 / 3,6 \quad (5.15)$$

де V_0 – швидкість руху на початку гальмування (передгальмова), км/год;
 t_0 – час підготовки гальм до дії, с.

Час підготовки гальм до дії розраховується за такими формулами:

$$t_a = \begin{cases} 7 - 10 \cdot i_n / b_p, & \text{для вантажного локомотива (поїзда) зі складом до 200 осей;} \\ 10 - 15 \cdot i_n / b_p, & \text{для вантажного поїзда зі складом від 200 до 300 осей;} \\ 12 - 18 \cdot i_n / b_p, & \text{для вантажного поїзда зі складом понад 300 осей;} \\ 4 - 5 \cdot i_n / b_p, & \text{для пасажирського локомотива (поїзда) з пневматичними;} \\ 2 - 3 \cdot i_n / b_p, & \text{для пасажирського поїзда з ЕПГ,} \end{cases} \quad (5.16)$$

де $i_n = i_{кр} + i_n$ – приведений ухил ділянки колії, ‰;

b_p – розрахункова питома гальмова сила для передгальмової швидкості, Н/кН або кГ/тс.

У разі розрахунку для автостопного гальмування отриманий за формулою (5.16) час підготовки як для вантажного, так і для пасажирського поїздів збільшується на 12 с.

Приведення ухилу виконується, якщо на ділянці колії, для якої потрібно розрахувати гальмову путь, наявна хоча б одна крива у плані або є декілька ухилів різної крутості. Останній випадок називається випрямленням (чи спрямленням) профілю колії.

Наявність кривої збільшує опір руху поїзда по ділянці колії, а отже і зменшує гальмову путь. Фіктивний ухил, у який перераховується опір від руху по кривій, завжди має додатне значення (тобто є підйомом), яке розраховується за формулою

$$i_{кр} = \frac{700}{\sum L_j} \cdot \sum \frac{L_{крj}}{R_j}, \quad (5.17)$$

де L_j – загальна довжина j -ої ділянки колії, м;

$L_{крj}$ – розгортка довжини кривої j -ої ділянки колії, м;

R_j – радіус кривої j -ої ділянки колії, м.

Випрямлення профілю ділянки колії виконується за формулою

$$i_s = \frac{\sum i_j \cdot L_j}{\sum L_j}, \quad (5.18)$$

де i_j – ухил j -ої ділянки колії (для спусків має знак мінус), ‰.

Не підлягають випрямленню підйоми зі спусками. Також не дозволяється спрямляти елементи профілю колії роздільних пунктів із прилеглими елементами перегону. Можна виконувати випрямлення горизонтальних ділянок колії із сусідніми підйомами та спусками. Однак, робити назване випрямлення профілю дозволяється лише для тих ділянок колії, для яких виконується умова

$$L_j \cdot |i_s - i_j| \leq 2000 \text{ м}. \quad (5.19)$$

Дійсна гальмова путь (у метрах) розраховується за формулою

$$S_d = \sum_{k=1}^n \frac{500 \cdot (V_k^2 - V_{k+1}^2)}{\xi \cdot (a \cdot b_{pk} + w_{\text{ост}} + i_n)}, \quad (5.20)$$

де $n = V_0 / \Delta V$ – кількість інтервалів швидкостей руху;

k – умовний номер інтервалу швидкостей руху;

ξ – уповільнення рухомого складу під дією одиничної питомої уповільнюючої сили, км·кН/(Н·год²) або км·тс/(кГ·год²):

- вантажних та пасажирських поїздів або вагонів – 120;
- електропоїздів – 119;
- дизель-поїздів – 116;

- тепловозів – 114;
- електровозів – 107;
- паровозів – 121;

α – частка використання гальмової сили залежно від виду гальмування:

- екстрене або автостопне – 1,0;
- повне службове – 0,8 (саме це значення береться для розрахунку щодо розстановки таких постійних сигналів як світлофорів);
- службове ступінчасте для вантажного поїзда чи локомотива – 0,5;
- службове ступінчасте для пасажирського рухомого складу – 0,6;

$w_{ос}$ – основний питомий опір руху рухомого складу на холостому ході (за відсутності сили тяги), Н/кН або кГ/тс.

Формулу (5.20) отримано шляхом інтегрування диференційного рівняння руху поїзда (локомотива). Знаменник цієї формули має розмірність уповільнення (прискорення), при цьому коефіцієнт ξ враховує інерцію обертання колісних пар одиниць рухомого складу.

У формулі (5.20) крутість ухилу i_0 має зміст питомого зусилля від сили тяжіння, яке діє у поздовжньому напрямку на одиницю рухомого складу, яка знаходиться на похилій ділянці колій. На магістральних коліях країн СНД найбільша крутість ухилу становить $i_{max}=15\text{ ‰}$, що відповідає куту приблизно 0,859 градуса. Для кутів менших одного градуса їх синус практично дорівнює тангенсу. Тому поздовжнє зусилля, що діє на вагон (локомотив) вагою m , який знаходиться на ділянці колій, яка має ухил α до горизонту, є $F=m \cdot \sin \alpha = m \cdot \tan \alpha = m \cdot i$. Звідси відповідне питоме зусилля становить $F/m=i$, тобто чисельно дорівнює крутості ухилу. Для зазначеного зусилля на вагон (локомотив або поїзд) враховується знак крутості ухилу, наприклад, якщо рух відбувається на спуску, то ухил вважається від'ємним, і знаменник формули (5.20) зменшується, що призводить до збільшення довжини гальмової путі. Звісно, при русі на спуску сила тяжіння сприяє руху, а при русі на підйомі – заважає.

Для формули (5.20) і розрахункова питома гальмова сила b_p (див. п. 5.1.2), і основний питомий опір руху $w_{ос}$ розраховуються для середньої швидкості руху в кожному її інтервалі. Основним називається опір, який діє завжди (від тертя: у буксових вузлах та гребенів коліс по рейках, а також є наслідком аеродинамічного опору зустрічного навколишнього повітря). Опір, який може виникати в конкретному випадку, наприклад, від збільшення тертя при низькій температурі навколишнього середовища, або від вітру і т.ін., називається додатковим та не враховується в цьому розрахунку.

Основний питомий опір руху для найбільш розповсюджених одиниць рухомого складу країн СНД розраховується за даними таблиці 5.7 [34]. Тут для самохідного рухомого складу наведено дані при русі на холостому ході, тобто за відсутності сили тяги, а для вагонів – при їх русі у складі поїзда. Зазначені дані залежать від типу колій (ланкова чи безстикова), а для вантажних вагонів – також і від конструкції буксових підшипників (кочення або ковзання), фактичного стану навантаження (порожні або навантажені) та вісності (чотири-, шести або восьмивісні).

Розрахунок основного питомого опору руху поїзда на холостому ході виконується для кожного інтервалу швидкості руху за формулою

$$w_{ос} = \frac{w'_{ос} \cdot P + \sum_j w'_{осj} \cdot Q_j}{P + Q}, \quad (5.21)$$

де $w'_{ос}$ – основний питомий опір руху локомотива на холостому ході, Н/кН;

P та Q – відповідно розрахункова вага локомотива та складу поїзда, т;

$w'_{осj}$ – основний питомий опір руху j -го різновиду вагонів;

Q_j – загальна вага у складі поїзда j -го різновиду вагонів.

Таблиця 5.7 – Формули для розрахунку основного питомого опору руху

Різновид рухомого складу	Колія ланкова	Безстікова колія
Електровози та тепловози	$2,4 + 0,011 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2$	$2,4 + 0,009 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2$
Електропоїзди типові (усіх індексів) ЕР1, ЕР2 та ЕР9	$1,24 + 0,02 \cdot V + 0,000267 \cdot V^2$	$1,24 + 0,01 \cdot V + 0,000227 \cdot V^2$
Електропоїзд ЕР22	$1,22 + 0,018 \cdot V + 0,000247 \cdot V^2$	$1,22 + 0,016 \cdot V + 0,000207 \cdot V^2$
Електропоїзд С ₂	$2,7 - 0,017 \cdot V + 0,00053 \cdot V^2$	$2,7 - 0,017 \cdot V + 0,00047 \cdot V^2$
Електропоїзди інших серій	$1,1 + 0,02 \cdot V + 0,00023 \cdot V^2$	$1,1 + 0,017 \cdot V + 0,0002 \cdot V^2$
Дизель-поїзди ДР1П, ДР1А, Д1 та Д	$1,1 + 0,012 \cdot V + (2,17 + 4,61/n_k) \times$ $\times (V/100)^2 + (0,47 + 0,14) \cdot n_k/n_k$	$1,1 + 0,01 \cdot V + (1,67 + 4,61/n_k) \times$ $\times (V/100)^2 + (0,47 + 0,14) \cdot n_k/n_k$
Навантажені (нетто $q_0 > 6$ т) вантажні вагони: чотиривісні з підшипниками ковзання та шестивісні з підшипниками кочення	$0,7 + (8 + 0,1 \cdot V + 0,0025 \cdot V^2) / q_0$	$0,7 + (8 + 0,08 \cdot V + 0,002 \cdot V^2) / q_0$
Навантажені (нетто $q_0 > 6$ т) ізотермічні вагони та чотиривісні вантажні вагони з підшипниками кочення та	$0,7 + (3 + 0,1 \cdot V + 0,0025 \cdot V^2) / q_0$	$0,7 + (3 + 0,09 \cdot V + 0,002 \cdot V^2) / q_0$
Восьмивісні вагони з підшипниками кочення	$0,7 + (6 + 0,038 \cdot V + 0,0021 \cdot V^2) / q_0$	$0,7 + (6 + 0,026 \cdot V + 0,0017 \cdot V^2) / q_0$
Порожні (нетто $q_0 \leq 6$ т) чотиривісні вантажні вагони з підшипниками ковзання	$1,5 + 0,045 \cdot V + 0,00027 \cdot V^2$	$1,5 + 0,042 \cdot V + 0,00018 \cdot V^2$
Порожні (нетто $q_0 \leq 6$ т) чотирі- та шестивісні вантажні вагони з підшипниками кочення	$1 + 0,044 \cdot V + 0,00024 \cdot V^2$	$1 + 0,042 \cdot V + 0,00016 \cdot V^2$
Пасажи́рські вагони при швидкостях руху до 160 км/год	$0,7 + (8 + 0,18 \cdot V + 0,003 \cdot V^2) / q_0$	$0,7 + (8 + 0,16 \cdot V + 0,0023 \cdot V^2) / q_0$

Примітки. 1. Позначення: n_k (n_k) – кількість вагонів (моторних вагонів) у складі дизель-поїзда; q_0 – статичне осьове навантаження, т.
2. Дані для усіх типів вагонів наведено для випадку знаходження вагонів у складі поїзда.

Також при розрахунку гальмової путі необхідно на кожному інтервалі швидкості руху проаналізувати уповільнення рухомого складу по відношенню до коефіцієнта зчеплення коліс із рейками. При цьому, оскільки гальмова сила фізично не може перевищувати силу зчеплення коліс із рейками, повинно виконуватися співвідношення

$$\epsilon_k = \frac{V_k^2 - V_{k+1}^2}{2 \cdot 3,6^3 \cdot S_{gk}} \leq g \cdot \psi_{rk} \quad (5.22)$$

де ϵ_k – уповільнення рухомого складу на k -ому інтервалі, м/с²;
 $g=9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння;
 ψ_{rk} – розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс із рейками на k -ому інтервалі.

Коефіцієнт зчеплення у даному випадку розраховується за формулою

$$\psi_r = [0,17 - 0,0015 \cdot (q_s - 5)] \cdot f_r(V) \quad (5.23)$$

де $f_r(V)$ – функція, яка залежить від швидкості руху та різновиду рухомого складу.

Слід зауважити, що в п. 5.2 вже наводились дані щодо коефіцієнта зчеплення. Однак, незважаючи на те, що фізично це той самий коефіцієнт, у зазначених випадках необхідно використовувати саме наведені відповідні дані, які отримано з натурних експериментів з урахуванням потрібних умов. Наприклад, при розрахунку тягових зусиль використовують інші апроксимації для того ж самого коефіцієнта зчеплення.

Значення функції $f_1(V)$ для швидкостей руху менших 5 км/год приймається рівним одиниці, а для інших швидкостей рекомендується визначати за даними графіків [18, с. 475, рис. 320]. У цьому посібнику пропонується розраховувати функції $f_1(V)$ за формулами, які отримано чисельною апроксимацією згаданих графіків:

$$f_1(V) = \begin{cases} 1,342695 \cdot V^{-0,1388} & \text{для рухомого складу на візках пасажирського типу;} \\ -0,29551 + \frac{1,45717}{\sqrt{V}} & \text{для локомотивів;} \\ -0,28831 + \frac{1,398}{\sqrt{V}} & \text{для вагонів на візках вантажного типу.} \end{cases} \quad (5.24)$$

Тривалість гальмування у часі розраховується за формулою

$$t = t_n + \sum_{k=0}^n \frac{V_k - V_{k+1}}{3,6 \cdot \varepsilon_k} \quad (5.25)$$

Оскільки розрахунки за формулами (5.20)–(5.25) треба виконувати для кожного інтервалу швидкості руху, то їх доцільно запрограмувати на ЕОМ (комп'ютері або мікрокалькуляторі).

Приклад. Розрахувати гальмову путь локомотива ДСЗ, обладнаного чавунними гальмовими колодками при екстремому гальмуванні пневматичним гальмом зі швидкості 160 км/год на ділянці ланкової колії загальною довжиною 1900 м. Зазначена ділянка колії складається з трьох елементів (у порядку руху по ній локомотива): 1) пряма довжиною 900 м на спуску крутістю 10,5 ‰; 2) ділянка загальною довжиною 600 м на спуску 10,4 ‰ з кривою радіусом 1000 м, що має розгортку 480 м; 3) ділянка загальною довжиною 400 м на спуску 9,7 ‰ з кривою радіусом 600 м, розгортка якої 200 м.

Розв'язання. Спочатку виконаємо приведення ухилу для заданої ділянки колії. Фіктивний підйом від кривих за формулою (5.17) становитиме $i_{\text{пр}} = 700 \cdot (1900 - (480/1000) + (200/600)) = 0,3$ ‰. Випрямлений ухил за формулою (5.18) складе $i_{\text{в}} = ((-10,5) \cdot 900 + (-10,4) \cdot 600 + (-9,7) \cdot 400) / 1900 = -10,3$ ‰. Перевіряємося, що для кожної з ділянок виконується умова формули (5.19): 1) $900 - (-10,3 - (-10,5)) = 180 \text{ м} < 2000 \text{ м}$; 2) $600 - (-10,3 - (-10,4)) = 60 \text{ м} < 2000 \text{ м}$; 3) $400 - (-10,3 - (-9,7)) = 240 \text{ м} < 2000 \text{ м}$. Отже, приведена крутість ухилу для всієї заданої ділянки довжиною 1900 м дорівнює $i_{\text{в}} = +0,3 - 10,3 = -10$ ‰.

Розрахунковий коефіцієнт тертя чавунної гальмової колодки по колесу при швидкості руху $V_1 = 160$ км/год знаходиться за формулою з табл. 4.5 (див. п. 4.5.2) $\phi_{\text{пр}} = 0,27 \cdot (160 + 100) / (5 \cdot 160 + 100) = 0,078$. Тоді розрахункова питома гальмова сила ДСЗ для передгальмової швидкості руху за формулою (5.2) з п. 5.1 становитиме $b_p = 1000 \cdot 0,85 \cdot 0,078 = 66,3 \text{ Н/кН}$ (тут 0,85 – це розрахунковий гальмовий коефіцієнт, див. табл. 4.2 з п. 4.4.1). Час підготовки до дії пневматичних гальм локомотива пасажирського роду служби розраховуємо за формулою (5.16) $t_{\text{в}} = 4 \cdot 5 \cdot (-10) / 66,3 = 4,75 \text{ с}$. Путь, яку пройде електровоз за час підготовки гальм до дії за формулою (5.17), складе $S_{\text{в}} = 160 \cdot 4,75 / 3,6 = 211 \text{ м}$.

Розрахункова вага чотиривісного електровоза ДСЗ становить 90 т, тобто його осове навантаження дорівнює $q_{\text{в}} = 90/4 = 22,5 \text{ т}$. Подальший розрахунок за формулою (5.20) та її відповідних складових наведемо у формі таблиці 5.8 для середніх значень швидкості руху в кожному інтервалі $V_{\text{ср}}$. При цьому ширину інтервалу швидкості руху прийнято $\Delta V = 10$ км/год, кількість інтервалів $n = V_0 / \Delta V = 160/10 = 16$. Оскільки розглядається екстремне гальмування, то гальмова сила використовується повністю ($\alpha = 1,0$). Також зауважимо, що

електровіз ДСЗ має регулювання сили натиснення гальмових колодок залежно від швидкості руху – на швидкостях до 60 км/год розрахунковий гальмовий коефіцієнт складає 0,64, а на швидкостях понад 60 км/год – 0,85 (див. табл. 4.2 з п. 4.4.1).

Таблиця 5.8 – Розрахунок дійсної гальмової путі електровоза ДСЗ

$V_{сер},$ км/год	$\Phi_{гр}, k$	$b_{гр},$ Н/кН	$w_{ох},$ Н/кН	$b_{гр}+w_{ох}+b_w$ Н/кН	$S_{дк},$ м	$\Sigma S_{дк},$ м	$a_k,$ м/с ²	$t_k,$ с	$\Sigma t_k,$ с	$g \cdot \Phi_{гр},$ м/с ²
155	0,079	66,88	12,51	69,4	208,7	209	0,5730	4,85	4,8	0,7566
145	0,080	68,15	11,35	69,5	195,0	404	0,5739	4,84	9,7	0,7653
135	0,082	69,59	10,26	69,9	180,6	584	0,5767	4,82	14,5	0,7747
125	0,084	71,22	9,24	70,5	165,8	750	0,5818	4,77	19,3	0,7850
115	0,086	73,10	8,29	71,4	150,5	901	0,5894	4,71	24,0	0,7962
105	0,089	75,28	7,41	72,7	135,0	1036	0,6001	4,63	28,6	0,8085
95	0,092	77,83	6,60	74,4	119,3	1155	0,6145	4,52	33,1	0,8222
85	0,095	80,87	5,86	76,7	103,5	1258	0,6335	4,38	37,5	0,8297
75	0,099	84,55	5,19	79,7	87,9	1346	0,6584	4,22	41,7	0,8552
65	0,105	89,10	4,59	83,7	72,6	1419	0,6910	4,02	45,8	0,8755
55	0,112	71,42	4,06	65,5	78,5	1497	0,5407	5,14	50,9	0,8998
45	0,120	77,10	3,60	70,7	59,5	1557	0,5837	4,76	55,7	0,9294
35	0,133	84,83	3,21	78,0	41,9	1599	0,6443	4,31	60,0	0,9676
25	0,150	96,00	2,89	88,9	26,3	1625	0,7339	3,78	63,8	1,0203
15	0,177	113,55	2,64	106,2	13,2	1638	0,8768	3,17	66,9	1,1042
5	0,227	145,15	2,46	137,6	3,4	1642	1,1362	2,44	69,4	1,3017

На рис. 5.3 побудовано отримані у розрахунку графіки залежностей від швидкості руху: питомої гальмової сили ($b_{гр}$); питомого опору руху на колосному ході ($w_{ох}$) та дійсної гальмової путі ($S_{дк}$). Аналізувати ці графіки рекомендується в порядку зменшення швидкості руху, як власне і відбувається під час гальмування.

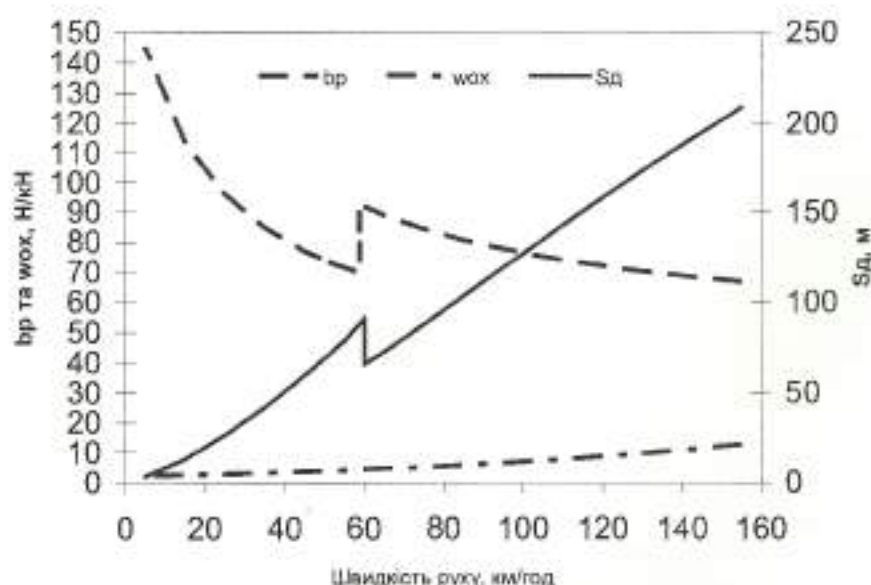


Рисунок 5.3 – Графіки основних результатів розрахунку дійсної гальмової путі

Показані на рис. 5.3 графіки відображають характерні для кожного з цих закономірностей, що мають місце при фрикційному гальмуванні взагалі. З рис. 5.3 видно, що основний опір руху рухомому складу значно менший за гальмову силу. До того ж гальмова сила зростає зі зменшенням швидкості руху при гальмуванні, а основний опір, навпаки, зменшується. Графіки гальмової сили та дійсної гальмової путі мають розриви для швидкості руху 60 км/год, що пов'язано з дією швидкісного регулятора, який забезпечує найбільший тиск повітря у ГЦ електровоза ДС3 при екстремому гальмуванні на рівні 6 кГ/см² при швидкостях руху понад 60 км/год та 4 кГ/см² при швидкостях руху до 60 км/год (див. п. 2.1).

За даними табл. 5.8 вимога формули (5.22) стосовно неперевищення уповільненням g_z локомотива його уповільнення за зчепленням із рейками $g_{\text{чрп}}$ виконується для кожного розглянутого інтервалу швидкості руху. Причому існує значний запас по зчепленню, що зменшує ймовірність юза, але збільшує гальмову путь. Можна оцінити припустиме збільшення гальмового коефіцієнта для умов даного прикладу, яке дозволить повністю використати запас по зчепленню та скоротити гальмову путь. При цьому слід орієнтуватися на найменші швидкості руху в межах обох інтервалів її регулювання. Для першого інтервалу регулювання тиску повітря у ГЦ (на швидкості руху 65 км/год) отримано граничне та фактичне уповільнення 0,8755 і 0,6910 м/с² відповідно (див. табл. 5.8). Тому прийнятий у розрахунку гальмовий коефіцієнт 0,85 для швидкостей руху понад 60 км/год може бути збільшено приблизно у 0,8755/0,6910=1,25 рази, тобто до 0,85·1,25=1,06, що приведе до зменшення дійсної гальмової путі у стільки ж разів – до 1419/1,25=1135 м. Для другого інтервалу швидкісного регулювання (для швидкостей руху менших за 60 км/год) оцінку припустимого збільшення гальмового коефіцієнта слід виконувати по розрахункових даних на швидкості 5 км/год. Прийнятий у розрахунку гальмовий коефіцієнт 0,64 може бути збільшено у 1,3017/1,1362=1,14 рази або до 0,64·1,14=0,72, що зменшить дійсну гальмову путь на цьому інтервалі регулювання до (1642-1419)/1,14=196 м. Отримана перерахунком верхня межа гальмового коефіцієнта 0,72 для малих швидкостей руху показує причину закладеного виробником зменшення цього коефіцієнта для локомотива ДС3 з 0,85 до 0,64 – аби уникнути юза. Таким чином, у розглянутому випадку найменша (за умов повного використання зчеплення коліс із рейками) розрахункова дійсна гальмова путь складе 1135+196=1331 м.

У даному прикладі для електровоза ДС3 отримано дійсну гальмову путь 1642 м за час гальмування 69,4 с (див. табл. 5.8), отже середнє уповільнення при екстремому (зупинковому) гальмуванні становить 160/(3,6·69,4)=0,64 м/с². Гальмова путь за формулою (5.14) складала $S=211+1642=1853$ м при загальному часу гальмування за формулою (5.25) – $t=4,75+69,4=74,15$ с.

Слід зауважити, що за допомогою номограми гальмової путі достатньо складно отримати відповідь на запитання, яке було поставлене в даному прикладі. Ця складність зумовлена двома головними причинами. По-перше, номограми побудовано для певного значення гальмового коефіцієнта, який вважається незмінним у процесі гальмування. Для локомотивів зі швидкісним регулюванням, до яких належить і ДС3, зазначена умова не виконується. По-друге, найбільшого розповсюдження набули номограми, які розраховано для поїздів, тобто при уповільненні 120 км·кН/(Н·год²), а для одиночного електровоза уповільнення повинно прийматися 107 км·кН/(Н·год²) – див. експлікацію до формули (5.20).

В експериментах з одиночним локомотивом ДС3 було отримано такі величини гальмових путей на площадці [35]. При гальмуванні у пасажирському режимі зі швидкості руху 160 км/год: а) електричному – 715 м; б) аварійно-екстремому – 1345 м; в) ЕГ та ПСГ поїзним краном машиніста – відповідно 1487 і 1994 м; г) краном допоміжного гальма – 1580 м. При ЕГ та ПСГ поїзним краном машиніста у вантажному режимі зі швидкості руху 120 км/год отримано гальмові путі 675 і 1020 м відповідно.

5.4 Газо- та термодинамічні розрахунки

5.4.1 Базові поняття

Робочим тілом у пневматичних гальмових приладах є стиснене повітря. При розрахунках за формулами газових законів слід користуватися одиницями виміру тиску та температури, що виражаються в абсолютних шкалах. Разом з тиском, манометри, що застосовуються на вітчизняному залізничному транспорті, як правило, відрадуємо в кГ/см^2 ; а термометри – в градусах Цельсія. В цьому пункті дані співвідношення для переведення різноманітних одиниць виміру в систему інтернаціональну (SI), а також основні фізичні константи для стисненого повітря [25].

Нормальними умовами (н. у.) називаються фізичні умови, що визначаються прискоренням вільного падіння $g=9,80665 \text{ м/с}^2$, тиском атмосфери у поверхні землі $p=101325 \text{ Па}$ і температурою навколишнього повітря $T=273,15 \text{ К}$. Разом з цим, у техніці прийнято (див., наприклад, ГОСТ 24484, п. 4.1.3) при визначенні об'єму (витрати) приводити повітря до температури $T=293,15 \text{ К}$ при вказаному вище нормальному тиску.

Співвідношення між температурою по шкалі Цельсія ($^{\circ}\text{C}$, Celsius) і по абсолютній термодинамічній шкалі в градусах Кельвіна (K, Kelvin) є таким

$$T [\text{K}] = T [^{\circ}\text{C}] + 273,15.$$

Наприклад, температурі $+20^{\circ}\text{C}$ відповідає $293,15 \text{ К}$. По величині $1^{\circ}\text{C} = 1 \text{ К}$, тобто відносна зміна температури за шкалами Цельсія та Кельвіна однакова.

У зарубіжній, здебільшого англійській, літературі температура, як правило, подається в градусах Фаренгейта ($^{\circ}\text{F}$, Fahrenheit), яка переводиться в кельвіни за формулою

$$T [\text{K}] = 5 (T [^{\circ}\text{F}] - 32) / 9 + 273,15.$$

Наприклад, $+41^{\circ}\text{F}$ це $278,15 \text{ К}$. При цьому за величиною $1^{\circ}\text{F} \neq 1 \text{ К}$.

Розглянемо **однієї вимірювання тиску** та співвідношення між ними.

Атмосфера фізична (застовується в барометричних розрахунках і метеорології):

$$1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па} = 1 \text{ Торр} = 760 \text{ мм рт. ст.} \approx 10332,2 \text{ мм вод. ст.}$$

або в міжнародних позначеннях:

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} = 1 \text{ Torr} = 760 \text{ mmHg} \approx 10332.2 \text{ mmH}_2\text{O}.$$

Атмосфера технічна (використовується при пневматичних розрахунках в машинобудуванні):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кГ/см}^2 = 98066,5 \text{ Па}$$

або в міжнародних позначеннях:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 98066.5 \text{ Pa}.$$

Таким чином, по величині $1 \text{ атм} \neq 1 \text{ ат}$.

Крім того, розрізняють технічну атмосферу **надлишкову** (позначається «атн») і технічну атмосферу **абсолютну** (позначається «ата»). За винятком спеціально обумовлених вимірів манометри на вітчизняному залізничному транспорті показують надлишковий тиск («атн»), який виражений у кГ/см^2 . У формули газових законів необхідно підставляти абсолютний тиск в паскалях (Pascal). При цьому для практичних розрахунків допустимо користуватися такими перевірними співвідношеннями: $p [\text{кГ/см}^2] + 1,03 \approx p [\text{ата}]$ і, далі, $10^5 p [\text{ата}] \approx p [\text{Па}]$. Тут значення 1,03 приблизно виражає атмосферний тиск при н. у. в одиницях «ат» ($101325/98066,5=1,03$). Наприклад, показання манометра на гальмовій магістралі є $5,2 \text{ кГ/см}^2$. Тоді тиск в ГМ можна прийняти рівним 623000 Па , бо $5,2+1,03=6,23 \text{ ата}$ і, далі, $10^5 \cdot 6,23=623000 \text{ Па}$.

У деяких випадках, здебільшого в зарубіжних джерелах, тиск стисненого повітря вказується з використанням позасистемної одиниці, що називається «бар», для якої

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па (або, зменшивши в тисячу разів, 1 мбар} = 1 \text{ ГПа)}.$$

В сучасній зарубіжній літературі тиск повітря часто вказується в одиниці, поійменованій «psi», яка являє собою відношення фунт-сила на квадратний дюйм:

$$1 \text{ psi} = 6894,8 \text{ Па} = 0,07031 \text{ кГ/см}^2.$$

При цьому абсолютний тиск позначається «psia», а надлишковий над атмосферним – «psig».

Співвідношення між одиницями вимірювання об'єму в SI таке:

$$1 \text{ л} = 0,001 \text{ м}^3 = 1 \text{ дм}^3 = 1000 \text{ см}^3 = 10^6 \text{ мм}^3.$$

Значення основних фізичних постійних для стисненого повітря:

- молярна маса при н. у. $\mu=0,029 \text{ кг/моль}$;
- густина при н. у. $\rho=1,293 \text{ кг/м}^3$;
- питома газова постійна $B=28,314 \text{ м/К}$;
- показник адіабати (відношення теплоємності газу при постійному тиску до його теплоємності при постійному об'ємі) при н. у. $\chi=1,400$;
- те ж при $T=+100^\circ\text{C}$ і $p=1 \text{ атм}$ - $\chi=1,397$;
- те ж при $T=+20^\circ\text{C}$ і $p=1 \text{ атм}$ - $\chi=1,410$.

Стиснене повітря фізично являє собою механічну суміш газів та водяної пари. Вага водяної пари, яка знаходиться в 1 м^3 повітря, називається **абсолютною вологістю**. Вага насиченої водяної пари, яка знаходиться в 1 м^3 повітря при певній його температурі, називається **найбільшою абсолютною вологістю** (позначається ψ_n). Відношення абсолютної вологості до найбільшої абсолютної вологості при певній температурі повітря називається його **відносною вологістю** (позначається ϕ_n) та виражається у процентах, а до формул підставляється у частках. Відносна вологість повітря зазвичай знаходиться у межах 40...80 %. В цілому менші значення характерні для холодної, а більші – для теплої пори року. Під час окремих атмосферних явищ, таких як туман, дощ тощо відносна вологість може підвищуватися до 100 %. За виключенням випадків, які обумовлюються окремо, при газо- та термодинамічних розрахунках користуються параметрами **сухого повітря**, тобто фактична вологість повітря не враховується. Абсолютна вологість навколишнього повітря збігається поблизу великих водоймищ (річок, озер, морів тощо). Коли неможна нехтувати вологістю повітря, слід брати до уваги дані таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 – Найбільша абсолютна вологість повітря

$T, ^\circ\text{C}$	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30	+40	+50
$\psi_n, \text{г/м}^3$	0,15	0,30	0,55	1,10	2,37	4,90	9,41	17,30	33,20	51,10	83,00

При розрахунках пневмопроцесів, які відбуваються в гальмових приладах залізничного рухомого складу, придатні відомі вирази так званих законів ідеальних газів, що описують: стан ідеального газу (рівняння Клапейрона (Clapeyron, 1834) – Менделєєва, 1874), а також ізотермічний (закон Бойля (Boyle, 1662) – Mariotte (Mariotte, 1676)), ізохорний (закон Шарля (Charles, 1787)) і адіабатний (ізоентропійний) процеси [25]. При цьому **ізотермічному процесу** відповідають тривалі в часі витікання стисненого повітря, а **адіабатному**, навпроти, короточасні, коли впливом теплообміну між робочим тілом (стисненим повітрям) і довкіллям можна нехтувати.

У гальмових приладах внутрішні порожнини називаються **камерами**. Камери, як правило, сполучаються так званими **дросельними отворами**. Дросельним називають отвір, що створює пневматичний опір проходженню крізь нього стисненого повітря. Для забезпечення необхідних пневматичних властивостей гальмових приладів дросельні отвори в них виконують **каліброваними**, тобто з підібраними дослідним шляхом діаметрами (як правило такими, що не належать до ряду стандартних лінійних розмірів) і мінімальними граничними відхиленнями за стандартними полями допусків. Залежно від відношення довжини проходу L до його діаметра D дросельні отвори поділяються на:

- отвори у тонкій стінці – при $L/D \approx 0$;
- жикльори – $0 < L/D < 3$;
- насадки – $3 \leq L/D \leq 10$;
- капіляри – $L/D > 10$ [36].

Калібри вирізняються ламінарним режимом витікання, для інших видів дросельних отворів характерний турбулентний режим. Переважна більшість дроселів в гальмових приладах відносяться до жикльорів. У них швидкість витікання висока, а довжина каналу співставна з діаметром, тому теплообмін між стінками та стисненим повітрям, що перетікає, малий, а термодинамічний процес близький до адиабатного.

Деякі послідовно розташованих і сполучених дросельними отворами камер утворюють собою пневмореостат. Найбільше розповсюдження пневмореостати набули в конструкціях повітророзподільників для уповільнення темпів витікання стисненого повітря без надмірного зменшення діаметрів жикльорів (для запобігання втрати дієдлатності приладу від засмічення отворів).

5.4.2 Розрахункові формули

На початку розглянемо універсальний підхід до числового моделювання газодинамічних процесів. Характер перетікання стисненого повітря між двома камерами через дросельний отвір під дією перепаду тиску залежить від співвідношення тиску в цих камерах. Критичне співвідношення тиску обчислюється за формулою [37]

$$\beta = \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}}. \quad (5.26)$$

Якщо відношення тиску p_2 у камері, в яку надходить стиснене повітря, до тиску p_1 у камері, з якої виходить стиснене повітря, менше або дорівнює β , то витрата повітря постійна в часі та дорівнює витраті при критичному співвідношенні тиску в названих камерах. Витікання повітря, що при цьому відбувається, також називається **критичним** (інакше його називають надкритичним). В іншому випадку – витрата змінна в часі, а відповідне витікання називається **докритичним** (інакше його ж називають підкритичним). Критична витрата повітря постійна в часі тому, що на виході з дроселя досягається найбільша з можливих у даних умовах швидкість витікання, яка дорівнює швидкості звуку в повітрі [25]

$$v_{\max} = \sqrt{\chi \cdot g \cdot B \cdot T}. \quad (5.27)$$

Для забезпечення витікання із надзвуковою швидкістю необхідні спеціальні засоби, наприклад, сопло Лавала (Laval, 1889) або інші. Подібні засоби в гальмових приладах на залізничному транспорті не застосовують.

Для адиабатичної витрати повітря з нескінченного об'єму відомі аналітичні вирази критичного та докритичного витікання, що називаються рівняннями Сен-Венана (Saint-Venant, 1839) і Ванцеля (Wantzel) [38].

Витрата стисненого повітря (в кг/с) при $p_2 > p_d$ і $p_d / p_1 \leq \beta$ (**критичне витікання**) розраховується за формулою

$$G = f_A \cdot A \cdot p_1 \sqrt{\frac{\chi}{\chi - 1} \cdot \frac{2}{g \cdot B \cdot T} \left(\beta^{\frac{2}{\chi - 1}} - \beta^{\frac{\chi + 1}{\chi - 1}} \right)}, \quad (5.28)$$

де f_A – поправочний коефіцієнт витрати стисненого повітря через дросельний отвір, A – площа поперечного перетину дросельного отвору, m^2 , p_1 – початковий абсолютний тиск повітря в камері-джерелі (яка спустошується), Па.

Коефіцієнт витрати f_A залежить від величини пневмоопору дроселя. Правильним вибором значення коефіцієнта витрати можна компенсувати припущіння при виводі рівнянь Сен-Венана і Ванцеля припущення і максимально наблизити результати розрахунку до даних, які отримано з експерименту. Переважна більшість каліброваних отворів у гальмових приладах вітчизняного залізничного рухомого складу мають співвідношення довжини проходу до діаметра живого перетину в діапазоні 1...3, тобто є жикльорами.

В означеному випадку пропонується величину f_d обчислювати за такою емпіричною формулою

$$f_d = \begin{cases} 10/(10+d), & \text{при } 0 < d \leq 10; \\ (110-d)/200, & \text{при } 10 \leq d \leq 40, \end{cases} \quad (5.29)$$

де d – умовний діаметр жикльора, мм.

Для некрутих дросельних отворів умовний діаметр розраховується за формулою $d = 4 \cdot r$ (тут r – гідравлічний радіус – відношення площі живого перетину потоку до його змоченого периметру). Для кильованих дросельних отворів у якості умовного діаметра приймають діаметр круглого отвору, що має площу відповідного кильця.

У разі $p_2 > p_1$ та $p_d/p_2 > \beta$ (докритичне витікання) витрата повітря через отвір під дією перепаду тиску між двома камерами змінюється в часі за такою залежністю

$$\frac{dM}{dt} = f_d \cdot A \cdot p_2(t) \sqrt{\frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{2}{g \cdot B \cdot T} \left[\left(\frac{p_d(t)}{p_2(t)} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p_d(t)}{p_2(t)} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]}, \quad (5.30)$$

де M – маса стисненого повітря, що перетікає між камерами, кг;

t – час процесу перетікання, с;

$p_2(t)$ – змінний в часі абсолютний тиск повітря в камері-джерелі (яка спустошується), Па;

$p_d(t)$ – змінний в часі абсолютний тиск повітря в камері-приймачі (яка наповнюється), Па.

Прийнявши короткий інтервал часу ($dt = \Delta t \ll 1$ с) при розрахунку за формулою (5.30) в якості $p_2(t)$ і $p_d(t)$, можна задавати сталі величини поточних значень відповідних тисків і, таким чином, визначити масу стисненого повітря ΔM , що перетече між двома камерами за деякий малий проміжок часу. У свою чергу, це дозволить організувати ітераційну процедуру обчислення величини тиску в камері на i -ому кроку на основі рівняння Клапейрона-Менделєєва

$$p_i = g \cdot B \cdot T \cdot (M_{i-1} \pm \Delta M_i) / V, \quad (5.31)$$

де V – об'єм камери, м³.

У формулі (5.31) знак «плюс» вибирається при розрахунку для камери, яка наповнюється, а знак «мінус» – для камери, що спустошується. Причому кількість повітря, яке залишає камеру-джерело, дорівнює кількості повітря, що надходить у камеру-приймач.

Оскільки будь-який пневматичний газомовий прилад являє собою сукупність декількох камер, що сполучаються, то формули (5.30) і (5.31) наражають універсальний підхід, який дозволяє чисельно моделювати за допомогою комп'ютера газодинамічні процеси, що відбуваються в названих приладах. При цьому також успішно розв'язуються задачі, що зв'язані з газодинамічними процесами в пневмореостатах.

В якості ілюстрації ефективності застосування формул (5.30) і (5.31) виконане комп'ютерне моделювання газодинамічних процесів поїздного крана машиніста №395 всіх індексів (та №394-2) [39]. На рисунку 5.4 показані результати моделювання регульованого гальмування короткоскладового поїзда „Столичний експрес“. Тут прийнято такі позначення осцилограм тиску: **ЗрР** – у зрівнювальному резервуарі; **П** – у порожнині над зрівнювальним поршнем крана машиніста; **ГМ** – у гальмовій магістралі і **ГР** – у головних резервуарах. При моделюванні зарядний тиск було прийнято на рівні 5,6 атн згідно з ВНД 32.1.07.000-02 „Тимчасова інструкція з організації руху швидкісних поїздів. Вимоги до інфраструктури та рухомого складу“.

На другій секунді моделювання (див. рис. 5.4) кран машиніста було переведено з поїздного положення в положення службового гальмування. На наступному етапі моделювання, після зниження тиску в зрівнювальному резервуарі на 0,5 атн (приблизно на п'ятій секунді), кран машиніста був переведений в положення перекипні без живлення

ГМ. Наприкінці (приблизно на десятій секунді моделювання), кран був повернутий в поїздне положення і наступні зміни тиску в об'ємах, що досліджуються, відбувалися автоматично.

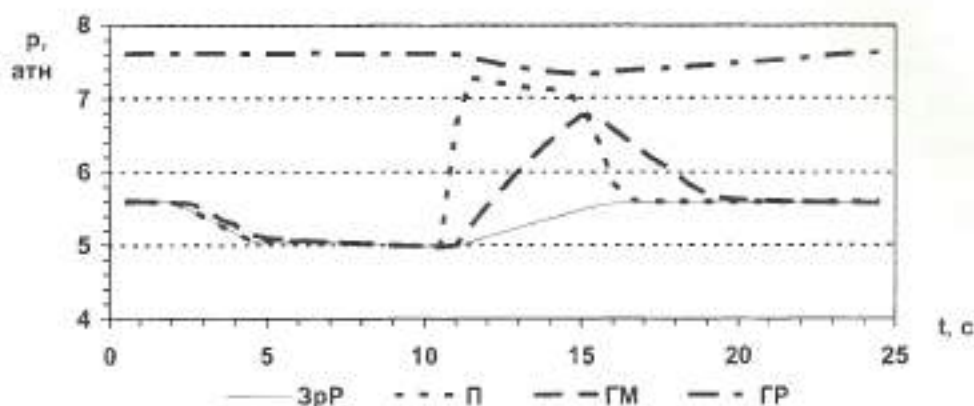


Рисунок 5.4 – Розрахункові осцилограми тиску повітря

На рис. 5.4 наочно представлений процес, який професіонали називають «виштовх із постачальної магістралі в гальмову». Важливо відзначити, що при створенні математичної моделі крана малопієнств спеціально задача дослідження цієї особливості даного крана не ставилася. Результати, що розкривають нюанси роботи крана, одержуються в ході розрахунку автоматично, що свідчить про адекватність математичної моделі.

Разом з тим, є ціла низка практичних задач, для розв'язання яких застосування потужних обчислювальних машин недоцільно, оскільки потрібно реалізувати не циклічний, а лінійний алгоритм. Розрахункові співвідношення для розв'язання деяких з таких задач розглянуті в цьому підрозділі далі.

Розглянемо процес зарядження резервуара від джерела стисненого повітря постійного тиску. Відомо, що названий випадок характерний змінним показником політропи, що залежить від тиску в камері-приймачі, тобто означений процес не відповідає жодному з елементарних ізо-процесів [40]. Для приблизного розв'язання даної задачі розрахункові формули можна отримати з рівняння (5.30). Тривалість названого процесу зарядження може бути знайдена з формул:

$$t_m = \begin{cases} \frac{V}{f_s \cdot A} \cdot \frac{1}{\sqrt{gBT}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\beta}} \cdot \sqrt{\frac{\chi+1}{2\chi}} \cdot \left(\frac{p_m - p_0}{p_s} \right), & \text{при } \frac{p_m}{p_s} \leq \beta; \\ \frac{V}{f_s \cdot A} \cdot \frac{1}{\sqrt{gBT}} \left(\frac{1}{\sqrt{\beta}} \sqrt{\frac{\chi+1}{2\chi}} \left(\beta - \frac{p_m}{p_s} \right) + \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1}} \left[\sqrt{1-\beta^{\frac{\chi-1}{\chi}}} - \sqrt{1-\left(\frac{p_m}{p_s} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}} \right] \right), & \text{при } \frac{p_m}{p_s} > \beta, \end{cases} \quad (5.32)$$

де p_0 – початковий тиск стисненого повітря в резервуарі-приймачі (що наповнюється);

p_m – кінцевий (зарядний) тиск у резервуарі-приймачі;

p_s – тиск повітря джерела.

Перша формула з (5.32) відноситься до випадку, коли витікання відбувається тільки з постійною витратою (критичне витікання), а друга – до випадку, коли процес витікання має дві послідовні фази: критичного та докритичного витікання. Оскільки в формулах (5.32) величини тиску присутні винятково в межах загального дробу, то при виконанні розрахунків одиниці виміру тиску можуть бути будь-якими, але обов'язково

вираженими в єдиній абсолютній шкалі: паскалях, ата, рсіа тощо. Формули (5.32) придатні також для розрахунку наповнення резервуару, який попередньо містить розріджене повітря, в тому числі вакуум ($p_{i0}=0$).

Наступним розглянемо процес **розрядження резервуара в простір, що має постійний тиск повітря**. Для цієї задачі також відомі розрахункові вирази, отримані з рівняння (5.30). Разом з тим, обмеженість об'єму резервуара входить у протиріччя з підповідним припущенням, прийнятим при виводі рівняння Сен-Венана і Ванцеля. Тому тривалість процесів, одержувана в такому випадку, виявляється дещо збільшеною порівняно з експериментом. Більш адекватними в даному разі є залежності для витікання повітря з глухої камери в атмосферу [36]. Тривалість названого процесу розрядження може бути знайдена за формулами:

$$t_{\text{роз}} = \begin{cases} \frac{V}{f_d \cdot A} \cdot \sqrt{\frac{2}{gBT}} \cdot \ln\left(\frac{p_{i0}}{p_{c1}}\right), & \text{при } \frac{p_d}{p_{c1}} \leq \beta; \\ \frac{V}{f_d \cdot A} \cdot \sqrt{\frac{2}{gBT}} \cdot \left[\ln\left(\frac{\beta \cdot p_{i0}}{p_d}\right) + \sqrt{\frac{1}{\beta} - 1} - \sqrt{\frac{p_{c1}}{p_d} - 1} \right], & \text{при } \frac{p_d}{p_{c1}} > \beta, \end{cases} \quad (5.33)$$

де p_{i0} – початковий тиск повітря в резервуарі-джерелі (що спустошується);
 p_{c1} – кінцевий (остаточний) тиск в резервуарі-джерелі;
 p_d – тиск повітря в області, в яку розряджається резервуар-джерело (такою областю переважно є навколишній простір з атмосферним тиском).

При практичному використанні формула (5.33) справедливим зауваження про фази витікання та одиниці виміру тиску, які були означені для формул (5.32). Функція натурального логарифма, що входить в формули (5.33) та відсутня в формулах (5.32), визначає більшу тривалість процесу розрядження резервуара порівняно з його зарядженням. Формули (5.33) можуть застосовуватися до процесу розрядження резервуара в область з будь-яким постійним тиском, в тому числі і у вакуум ($p_d=0$). В останньому випадку певний час має місце тільки в разі неповного розрядження резервуара, бо час повного спустошення резервуара в безповітряний простір необмеженого об'єму наближається до нескінченності.

Останнім розглянемо процес **вирівнювання тиску в резервуарах, що сполучаються**. Зберігаючи позначення, в яких параметри, що стосуються резервуар-джерела стисненого повітря, відмічено підстрочним індексом «ж», а параметри резервуар-приймача – індексом «д», тиск, який встановиться згодом (через достатній проміжок часу) у загальному об'ємі двох резервуарів, що сполучені, розраховується з формули

$$p_z = \frac{p_z \cdot V_z + p_d \cdot V_d}{V_z + V_d}. \quad (5.34)$$

При сполученні двох резервуарів, що містять повітря з різним тиском, процес вирівнювання тиску в загальному об'ємі, який утворився, може відбуватися в один або два етапи, залежно від початкового відношення тиску в резервуарах. Критичний тиск, що відділяє один етап від іншого, для резервуара, який розряджається, обчислюється з виразу

$$p_{c1} = \frac{p_z \cdot V_z + p_d \cdot V_d}{V_z + \beta \cdot V_d}, \quad (5.35)$$

а для резервуара, який заряджається, відповідно, з виразу

$$p_{c1} = \beta \cdot p_{c1}. \quad (5.36)$$

Якщо розраховані за формулами (5.35) і (5.36) величини тисків утворюють послідовність виду $p_z > p_{c1} > p_{c1} > p_d$, то процес вирівнювання тиску в двох резервуарах буде відбуватися в два етапи. Перший етап – критичне витікання з лінійною зміною тиску в часі, другий – докритичне витікання з нелінійною зміною тиску. При $p_z < p_{c1}$ і $p_d < p_d$ вирівнювання тиску відбудеться тільки шляхом критичного витікання. В загальному випадку розрахунок тривалості процесу вирівнювання тиску в резервуарах

рекомендується виконувати за допомогою ітераційної процедури, що описується формулами (5.30) і (5.31), яку доцільно запрограмувати на ПЕОМ.

5.4.3 Приклади розв'язування задач

У цьому підрозділі, якщо особливо не обумовлено інше, прийняті умови протікання газових процесів, що характеризуються такими параметрами: $g=9,81 \text{ м/с}^2$; $T=293,15 \text{ К}$; $\chi=1,410$; $\beta=0,527$; вплив фактичного атмосферного тиску на показання манометрів не враховується; теплообмін стисненого повітря з довкіллям не відбувається. Розрахунки виконуються в абсолютних одиницях тиску «ата». Приклади 1–4 ілюструють застосування формул (5.32) і (5.33), а також оцінку ступеня збігу розрахункових тривалостей з наперед відомими емпіричними, що встановлено нормативами.

Приклад 1. Знайти розрахункову тривалість зарядження золотникової камери ПР №483 з 0 до $1,2 \text{ кг/см}^2$ на титовому стенді при тиску в магістральному резервуарі $5,4 \text{ кг/см}^2$.

Розв'язання. У заданому процесі зарядження стиснене повітря заповнює сумарний об'єм золотникових порожнин в магістральній частині ПР, резервуарі об'ємом $4,5 \text{ л}$ (який на стенді імітує золотникову камеру двокамерного резервуара вагона) і в головній частині ПР. При цьому найменшим проходом на шляху стисненого повітря є отвори в хвостовику плунжера, які мають діаметр $0,70 \pm 0,03 \text{ мм}$ [18, табл. 12]. Далі для спрощення розрахунку приймається, що зарядження сумарного об'єму золотникової камери відбувається через єдиний отвір (без пневмореостатів) та стиснене повітря не виходить із золотникової камери у робочу через отвір діаметром $0,50 \pm 0,03 \text{ мм}$ у головній частині ПР. Приймаючи в розрахунок номінальний діаметр отвору у плунжері, отримаємо площу цього отвору $A=3,848 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$ і коефіцієнт витрати з формули (5.29) – $f_A = 10/(10+0,7) = 0,935$. Сумарний об'єм золотникової камери $V=0,006 \text{ м}^3$ [41]. Розрахунок виконується за формулою (5.32) для: $p_{\text{ат}}=1,03 \text{ ата}$; $p_{\text{ст}}=1,2+1,03=2,23 \text{ ата}$ і $p_{\text{р}}=5,4+1,03=6,43 \text{ ата}$. Відношення $p_{\text{ст}}/p_{\text{р}}=2,23/6,43=0,347$, що менше ніж $\beta=0,527$, тому розрахунок слід вести по першій з формул (5.32)

$$t_{\text{а}} = \frac{0,006}{0,935 \cdot 3,848 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{1}{\sqrt{9,81 \cdot 28,314 \cdot 293,15}} \cdot \frac{1}{\sqrt[1,41]{0,527}} \cdot \sqrt{\frac{1,41+1}{2 \cdot 1,41} \cdot \left(\frac{2,23-1,03}{6,43} \right)} = 15,9 \text{ с.}$$

Отриманий результат дещо нижче значення, яке регламентується і складає $20...35 \text{ с}$ [9, п. 20.2.1]. Це пояснюється прийнятим в розрахунок припущенням щодо відсутності пневмореостатів та витоку стисненого повітря із золотникової камери до робочої, що в дійсності має місце, а отже і збільшує фактичну тривалість зарядження золотникової камери порівняно з розрахованою.

Приклад 2. Обчислити тривалість зарядження запасного резервуара (ЗР) від 0 до $5,2 \text{ кг/см}^2$ при випробуваннях головної частини ПР №483 на титовому стенді при зарядному тиску $5,4 \text{ кг/см}^2$.

Розв'язання. Об'єм ЗР стенда складає $V=0,004 \text{ м}^3$ [9, п. 20.1.2]. ЗР наповнюється через калібрований отвір діаметром $1,3 \pm 0,05 \text{ мм}$ в нішці зворотного клапана [18, табл. 12]. Для цього отвору при номінальному діаметрі площа перетину складає $A=1,327 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, а коефіцієнт витрати з формули (5.29) – $f_A = 10/(10+1,3) = 0,885$. Величини тиску згідно з умовами задачі: $p_{\text{ат}}=1,03 \text{ ата}$; $p_{\text{ст}}=5,2+1,03=6,23 \text{ ата}$ і $p_{\text{р}}=5,4+1,03=6,43 \text{ ата}$. Відношення $p_{\text{ст}}/p_{\text{р}}=6,23/6,43=0,969 > \beta=0,527$, тому розрахунок треба вести по другій з формул (5.32)

$$t_{\text{а}} = \frac{0,004}{0,885 \cdot 1,327 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1}{\sqrt{9,81 \cdot 28,314 \cdot 293,15}} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt[1,41]{0,527}} \cdot \sqrt{\frac{1,41+1}{2 \cdot 1,41} \cdot \left(0,527 - \frac{1,03}{6,43} \right)} + \right.$$

$$+ \sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41 - 1}} \cdot \left[\sqrt{1 - \beta^{\frac{1,41}{1,41}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{6,23}{6,43}\right)^{\frac{1,41}{1,41}}} \right] = 16,3 \text{ с.}$$

Розрахована тривалість належить нормативному діапазону 14...18 с [9, п. 20.3.1].

Приклад 3. Розрахувати тривалість зниження тиску в зрівнювальному резервуарі (ЗрР) з 5,0 до 4,5 кГ/см² краном машиніста №395 в положенні VA («гальмування довгосоставних поїздів»).

Розв'язання. ЗрР типорозміра Р10-20 за ГОСТ 1561-75 має об'єм 20(±3%) л. З урахуванням труби, що підводить повітря, а також внутрішніх порожнин самого крана №395, величина об'єму, що розряджається, приймається $V=0,021 \text{ м}^3$. В положенні VA найменшим отвором, через який протікає стиснене повітря при розрядженні зрівнювального резервуара в атмосферу, є отвір діаметром $0,75 \pm 0,03 \text{ мм}$ в золотнику крана №395 [18, с. 127, табл. 45]. В розрахунок приймається номінальне значення діаметра означеного отвору, для якого площа $A=4,418 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$, а коефіцієнт витрати за формулою (5.29) – $f_a = 10/(10+0,75) = 0,93$. Виходячи з умов задачі: $p_d = 1,03 \text{ ата}$; $p_{c0} = 5,0 + 1,03 = 6,03 \text{ ата}$ і $p_{c1} = 4,5 + 1,03 = 5,53 \text{ ата}$. Оскільки $p_d/p_{c0} = 1,03/6,03 = 0,186$, що менше $\beta=0,527$, скористаємось першою з формул (5.33)

$$t_{\text{св}} = \frac{0,021}{0,93 \cdot 4,418 \cdot 10^{-7}} \sqrt{\frac{2}{9,81 \cdot 28,314 \cdot 293,15}} \ln \frac{6,03}{5,53} = 21,9 \text{ с.}$$

Отриманий результат добре узгоджується з відповідним нормативним часом розрядження, що складає 20...25 с [9, с. 102, табл. 29].

Приклад 4. Обчислити тривалість подіiania тиску з 3,0 до 0,5 кГ/см² у гальмовому резервуарі типового стенда при випробуванні ЕПР №305.

Розв'язання. Гальмовий резервуар стенда для випробувань ЕПР і ПР пасажирських вагонів має об'єм 20 л [9, п. 22.1.3]. У процесі гальмування на стенді стиснене повітря з гальмового резервуара виходить через ЕПР №305 до атмосфери з осового каналу випускного клапана, що має номінальний діаметр 8 мм [18, с. 292, табл. 137]. Площа перетину цього отвору $A=5,027 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, а коефіцієнт витрати за формулою (5.29) – $f_a = 10/(10+8) = 0,556$. З умов задачі: $p_d = 1,03 \text{ ата}$; $p_{c0} = 3,0 + 1,03 = 4,03 \text{ ата}$ і $p_{c1} = 0,5 + 1,03 = 1,53 \text{ ата}$. Оскільки $p_d/p_{c1} = 1,03/1,53 = 0,673 > \beta=0,527$, то, скориставшись другою формулою з (5.33), маємо

$$t_{\text{св}} = \frac{0,02}{0,556 \cdot 5,027 \cdot 10^{-5}} \sqrt{\frac{2}{9,81 \cdot 28,314 \cdot 293,15}} \left(\ln \frac{0,527 \cdot 4,03}{1,03} + \sqrt{\frac{1}{0,527}} - 1 - \sqrt{\frac{1,53}{1,03}} - 1 \right) = 3,5 \text{ с.}$$

Отримана розрахунком тривалість дорівнює нижній межі емпіричного нормативного значення, що складає $4,5 \pm 1 \text{ с}$ [9, п. 22.3.5].

Приклад 5. Розрахувати найбільший можливий тиск у гальмовому циліндрі (ГЦ) пасажирського вагона з коліозційними колідками при повному службовому гальмуванні (ПСГ).

Розв'язання. ПСГ характеризується вирівнюванням тиску в запасному резервуарі (ЗР) і ГЦ, тому розрахунок слід виконувати за формулою (5.34). При цьому перед початком гальмування тиск в ГЦ дорівнює атмосферному ($p_{\text{ГЦ}} = 0 \text{ атн} = 1,03 \text{ ата}$), а в ЗР – зарядному. ($p_{\text{ЗР}} = 5,2 \text{ атн} = 6,23 \text{ ата}$ [8, с. 10, табл. 3.2]). Об'єм ГЦ ($V_{\text{ГЦ}}$) складається з об'єму, який описує поршень при виході штока ($V_{\text{ш}}$) і так званого підпливкового простору (V_0), що являє собою порожнину підпоршневої частини ГЦ у положенні відпущеного

гальма. Для типового пасажирського вагона, який обладнаний гальмовим циліндром із внутрішнім діаметром 356 мм: площа поршня $A_n = 994 \text{ см}^2$ і $V_0 = 2,5 \text{ л}$ [18, с.263, табл.119], а вихід штока ГЦ в процесі ПСГ повинен знаходитися в межах $L_{\text{вх}} = 130...160 \text{ мм}$ з урахуванням дистанційної трубки (хомута) довжиною 70 мм, яка встановлюється на штоці ГЦ при композиційних колодках [8, с.19, табл.6.1]. В розрахунок потрібно взяти найменше значення виходу штока, щоб отримати найбільший тиск в ГЦ, тому $V_{\text{вх}} = 994 \cdot 13 = 12922 \text{ см}^3 = 12,9 \text{ л}$ і $V_{\text{ГЦ}} = 12,9 + 2,2 = 15,1 \text{ л}$. Об'єм ЗР тину Р7-78 з урахуванням трубки, що підводить стиснене повітря, приймається рівним $V_{\text{ЗР}} = 78,5 \text{ л}$ [18, с. 278, табл. 129 та с. 222, табл. 101].

Отже, тиск під час ПСГ складе

$$p_{\text{ПСТ}} = \frac{6,23 \cdot 78,5 + 1,03 \cdot 15,1}{78,5 + 15,1} = 5,39 \text{ атм, що дорівнює } 5,39 - 1,03 = 4,36 \text{ атм.}$$

В розрахунок отримано відому величину найбільшого принудитивного тиску в ГЦ пасажирського вагона в експлуатації – $4,3 \text{ кг/см}^2$ [42, табл. 35, с. 86].

За відсутності трубки-хомута довжиною 70 мм на штоці ГЦ об'єм, що опиняється поршнем при виході штока ГЦ, складе $V_{\text{вх}} = 994 \cdot (13 - 7) = 4970 \text{ см}^3 = 4,97 \text{ л}$, і тоді $V_{\text{ГЦ}} = 4,97 + 2,2 = 7,17 \text{ л}$. У цьому випадку, при інших незмінних вихідних даних, розрахунок за формулою (5.34) дасть величину тиску $p_{\text{ПСТ}} = 4,76 \text{ атм}$, яка може стати причиною заклиповання обертання колісних пар і утворення повзунів при гальмуванні.

Приклад 6. Дати кількісну оцінку величини можливого збільшення тиску в зрівнювальному резервуарі (ЗР) при перекритті із живленням гальмової магістралі після повного службового гальмування в один прийом краном машиніста №395.

Розв'язання. При виконанні за один прийом глибокої розрядки ГМ положенням V (службове гальмування) крана №395 із паступним переводом ручки крана в положення IV (перекриття із живленням ГМ) можливий небажаний процес тимчасового збільшення тиску в ЗР, а значить і в ГМ, яке викличе, щонайменш, послаблення гальмової сили на перших вагонах складу поїзда. Означене збільшення тиску відбувається з такої причини. На першому етапі (положення V ручки крана №395) швидка розрядка зрівнювального резервуара супроводжується деяким охолодженням стисненого повітря, яке залишається в цьому резервуарі, внаслідок так званого **термодинамічного ефекту**. На другому етапі (положення IV ручки крана №395) відбувається теплообмін із довкіллям, і температура стисненого повітря в ЗР поступово підвищується, що викликає відповідне підвищення тиску в цьому резервуарі.

Перший з названих етапів відносно швидкоплинний. Розрахунковий час розрядження зрівнювального резервуара краном №395 в положенні службового гальмування по першій формулі (5.33) з $5,5 \text{ кг/см}^2$ на $1,5 \text{ кг/см}^2$ через отвір в золотнику діаметром 2,3 мм складає приблизно 8 с. Тому даний етап допустимо розглядати як адіабатний процес, один з виразів для якого є

$$p \cdot T^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{Const.}$$

Позначивши параметри стану стисненого повітря в ЗР перед початком першого етапу нижніми індексами «0», а подібні параметри по його закінченні – індексами «1», отримаємо

$$p_0 \cdot T_0^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = p_1 \cdot T_1^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad \text{або} \quad \frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

З урахуванням того, що $p_1 = p_0 - \Delta p$ (тут Δp – величина зниження тиску в ЗрР на першому етапі), запишемо відношення температур для першого етапу

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \frac{p_0}{p_1} \cdot \sqrt[\gamma]{\frac{p_1}{p_0}} = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \sqrt[\gamma]{\frac{p_0 - \Delta p}{p_0}} = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \sqrt[1-\gamma]{1 - \frac{\Delta p}{p_0}}. \quad (5.37)$$

Другий етап зміни термодинамічних параметрів стисненого повітря відбувається в обмеженому об'ємі зрівноважального резервуара, тобто є ізохорним процесом

$$\frac{p}{T} = \text{Const.}$$

Термодинамічні параметри стисненого повітря в ЗрР у кінці першого етапу є відповідними параметрами для початку другого етапу. Позначивши параметри стану стисненого повітря в ЗрР по закінченні другого етапу нижніми індексами «2», отримаємо рівняння другого етапу

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \quad \text{або} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Оскільки по закінченні другого етапу в ЗрР відновиться температура стисненого повітря, яка була перед початком першого етапу, то для тиску в кінці другого етапу можна записати формулу

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = p_1 \cdot \frac{T_0}{T_1} = (p_0 - \Delta p) \cdot \frac{T_0}{T_1}.$$

Підставивши в останню формулу отриманий раніше вираз (5.37) для відношення температур першого етапу, остаточно отримаємо

$$p_2 = p_0 \cdot \sqrt[1-\gamma]{1 - \frac{\Delta p}{p_0}}.$$

Прийнявши, як і вище, $p_0 = 5,5 \text{ кг/см}^2 = 6,53 \text{ атм}$ і $\Delta p = 1,5 \text{ кг/см}^2 = 1,5 \text{ атм}$, розрахуємо тиск в ЗрР у кінці другого етапу

$$p_2 = 6,53 \cdot 1,4 \sqrt[1-\gamma]{1 - \frac{1,5}{6,53}} = 5,43 \text{ атм} = 4,4 \text{ атм}.$$

Таким чином, у кінці першого етапу тиск в ЗрР складе $5,5 \cdot 1,5 = 4,0 \text{ атм}$, а в кінці другого – $4,4 \text{ атм}$, тобто відбудеться підвищення тиску на $0,4 \text{ атм}$. Це означає, що зареєстроване по манометру зрівноважального резервуара зниження тиску повітря в кінці першого етапу на $1,5 \text{ атм}$ складається з $1,1 \text{ атм}$ саме від випускання стисненого повітря до атмосфери та $0,4 \text{ атм}$ від охолодження стисненого повітря, що залишилося в ЗрР. Отриманий результат кореспондується з нормативним емпіричним значенням, що в розглянутому випадку складає $0,3 \text{ атм}$ [7, останній абзац п. 6.4.16]. Розбіжність розрахункового $0,4 \text{ атм}$ і емпіричного $0,3 \text{ атм}$ значень пояснюється прийняттям в розрахунку припущенням про адиабатність термодинамічного процесу першого етапу. Іншими словами, в дійсності внаслідок теплообміну з довкіллям у кінці першого етапу не відбудеться такого охолодження стисненого повітря в ЗрР, як при адиабатному процесі. Однак, отримане розрахунком значення в разі прийнятого припущення гарантовано є верхньою межею тиску, що оцінюється.

Приклад 7. Обчислити вагу стисненого повітря, яке міститься у зарядженому газомовому обладнанні типових чотиривісного півагона та пасажирського вагона, прийнявши зарядний тиск у газомовій магістралі поїзда $5,2 \text{ атм}$.

Розв'язання. Спочатку розрахуємо густину повітря при н. у. за формулою, яка випливає з рівняння Клапейрона-Менделєєва (5.31), $\rho = p/(g \cdot B \cdot T)$ та параметрах н. у. – $\rho_{\text{к.у.}} = 98066,5/(9,80665 \cdot 28,314 \cdot 273,15) = 1,293 \text{ кг/м}^3$.

Густина повітря при певних його тиску (в одиницях „атм“) та температурі (у градусах Цельсія) може бути розрахована за формулою

$$\rho_a = \rho_{aT} \cdot \frac{273,15}{273,15 + T_c} \cdot \frac{p_a + 1,03}{1,03},$$

При заданому тиску та температурі +20°C отримаємо

$$\rho_a = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 20} \cdot \frac{5,2 + 1,03}{1,03} = 7,287 \text{ кг/м}^3 = 0,0073 \text{ кг/л}.$$

Об'єм ГМ чотиривісного піввагона без відводів становить 12,8 л [18, с.221, табл. 100]. Значиме значення об'єму відводів ГМ становить 5...10 % від загального. Для чотиривісного піввагона приймається об'єм відводів ГМ 1,2 л. При зарядженні гальма пантажного вагона стиснене повітря накопичується у запасному резервуарі, який у вагона заданого типу має об'єм 78 л, та золотниковій і робочій камерах, які для ПР №483 дорівнюють по 6 л кожної [41]. Таким чином, загальний об'єм стисненого повітря, що накопичується у гальмі чотиривісного піввагона, становить 12,8+1,2+78+6+6=104 л. Вага такої кількості повітря при заданому зарядному тиску складає 104·0,0073=0,76 кг.

Тепер перейдемо до розрахунку щодо пасажирського вагона, об'єм ГМ якого без відводів становить 22,5 л [18, с.221, табл. 100]. Об'єм відводів ГМ приймемо на рівні 2,5 л. Загальний об'єм золотникової та магістральної камер ПР №292 дорівнює 1 л [41]. Звідси, загальний об'єм стисненого повітря, що накопичується у типовому гальмі пасажирського вагона з урахуванням об'єму ЗР у 78 л, становить також 22,5+2,5+78+1=104 л. Шукана вага вже розрахована у цьому прикладі вище.

Приклад 8. Чому на затіжних локомотивах замість одноступеневих застосовують більш складні за конструкцією двоступеневі компресори? Відповідь підкріпити термодинамічним розрахунком.

Розв'язання. Значення верхньої межі тиску повітря у ГР вітчизняних локомотивах складає 9 атм (для електровозів та тепловозів, які мають компресор з електроприводом). Процес стиснення повітря у компресорі є достатньо короткочасним і тому його можна вважати адіабатним. Позначивши індексами „1“ та „2“ відповідно початкові та кінцеві параметри, запишемо рівняння процесу стиснення повітря у вигляді

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}.$$

Розрахунок слід проводити в абсолютних шкалах температури та тиску. Для визначеності приймаємо, що компресор всмоктує навколишнє повітря, яке має температуру $T_1=+20^\circ\text{C}=293,15 \text{ K}$, тиск $p_1=1,03 \text{ ата}$ та показник адіабати $\chi=1,4$. Тоді після стиснення у компресорі до тиску $p_2=9+1,03=10,03 \text{ ата}$ повітря набуде температури

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{10,03}{1,03} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 561,7 \text{ K} = +288,6^\circ\text{C}.$$

Отримана значна температура, окрім теплового перенагрівання деталей компресора, може спричинити самозаймання компресорного мастила (температура спалаху крапкових марок компресорних мастил дорівнює +220...+250°C). Тому на локомотивах застосовують двоступеневі компресори, в яких виконується охолодження повітря після першого ступеня стиснення. Якщо забезпечити охолодження повітря до температури всмоктування, то оптимальною з точки зору температурного режиму буде однакова ступінь компресії повітря на кожному ступені стиснення (в даному прикладі це $\sqrt[10,03/1,03]{3,12}$). При цьому температура повітря після його стиснення складе $293,15 \cdot 3,12^{(1,4-1)/1,4} = 405,8 \text{ K} = +132,6^\circ\text{C}$, що більш ніж удвічі менше порівняно з одноступеневим процесом стиснення.

Приклад 9. Оцінити кількість води, яка надходить до ГМ поїзда за одну годину внаслідок роботи компресорів на локомотиві ДСЗ при температурі навколишнього повітря близько 0°C та відносній вологості $\varphi_n=50\%$.

Розв'язання. Найбільш небезпечним є потрапляння води до ГМ при температурах навколишнього повітря нижче 0°C тому, що повітря у гальмовій магістралі поїзда має температуру навколишнього середовища і вода, яка у вигляді пари завжди знаходиться у повітрі, може перетворитися на лід. Намерзання криги в середині гальмової магістралі поблизу локомотива може навіть перекрити прохід стисненому повітрю, що зробить пневматичні гальма поїзда непрацездатними.

Як зазначалося вище (див. п. 2.1), локомотив ДСЗ обладнано двома компресорами, які мають продуктивність $2,33\text{ м}^3/\text{хв}$ стисненого повітря кожен. Робота компресорів у довготривалому режимі є така, що період увімкненого стану приблизно дорівнює періоду вимкненого стану. Тому в розрахунку можна прийняти продуктивність $Q_c=2,33\text{ м}^3/\text{хв}$. За визначенням абсолютна вологість повітря розраховується як доданок найбільшої (див. табл. 5.9) та відносної вологостей при заданій температурі. Абсолютна вологість має розмірність густини. Звідси вага водяної пари, що міститься у повітрі, може бути розрахована по відомому об'єму за виразом $m_w=V_c\cdot\varphi_n\cdot\varphi_n$. У цьому прикладі об'єм повітря, що всмоктується компресором за одну годину, дорівнюватиме $V_n=Q_c\cdot 60$, тобто $V_n=2,33\cdot 60=139,8\text{ м}^3$. При $T=0^{\circ}\text{C}$ - $\varphi_n=4,9\text{ г/м}^3$ (див. табл. 5.9), тому в даному випадку $m_w=139,8\cdot 4,9\cdot 0,50=342,5\text{ г}$.

Локомотив ДСЗ обладнано сучасною жалюзійною системою вологи відділювання, ефективність якої становить близько 90 %. Отже, до ГМ поїзда за одну годину може потрапити приблизно $0,1\cdot 342,5=34\text{ г}$ води у вигляді пари.

5.5 Розрахунки гальм за нормами UIC

Методика гальмових розрахунків на залізничних країнах UIC відрізняється від прийнятої на залізничних країнах СНД. Це створює утруднення під час розрахунку гальм в умовах експлуатації вагонів у міжнародному сполученні. Для полегшення наданих розрахунків існують перевідні таблиці, в яких вказано показники ефективності дії гальм вітчизняних вагонів за нормами UIC і, навпаки, — вагонів країни UIC за нормами залізниць СНД. Ці таблиці видано під егідою ОСЖД (рос. – Организация содружества железных дорог).

В цілому, методика UIC дозволяє достатньо точно шляхом розрахунків визначати гальмові путі пасажирських поїздів на площадці, що (при відомій величині гальмової путі) дає можливість встановити допустиму швидкість руху пасажирського поїзда. Подібно до залізниць СНД існують номограми UIC для визначення гальмових путей пасажирського рухомого складу. Гальмові путі та допустимі швидкості руху вантажних поїздів UIC не розраховують, а встановлюють експериментально при заданих гальмових засобах.

5.5.1 Гальмові нормативи UIC

У цьому підрозділі розглянуто такі основні нормативні показники:

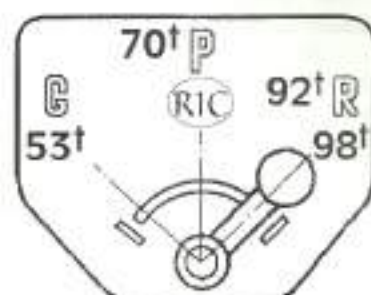
- гальмова вага пасажирського та вантажного рухомого складу;
- довжина гальмової путі пасажирських поїздів, а також вагонів;
- відсоток гальмової ваги.

Однією з технічних характеристик гальмової системи вагона міжнародного сполучення, що визначає ефективність дії гальм, і яка приймається для обліку в експлуатації під час встановлення допустимих швидкостей руху, є так звана **гальмова вага** (нім. *Bremsgewicht*, англ. *Braked Weight*). Іншими словами, термін UIC „гальмова вага” можна пояснити як сумарна розрахункова гальмова сила одиниці рухомого складу.

Величина гальмової ваги певного вагона, відповідно до режиму гальмування, звичайно вказується на щитку рукоятки режимного перемикача. На рисунку 5.5,а зображено щиток двохвісного вантажного вагона, гальма якого включено на порожній режим (тут німецькою мовою написано, що маса брутто вагона, при якій слід вмикати навантажений режим, становить 22 т і більше, а гальмова вага вагона дорівнює: для порожнього „leer” режиму 11 тс; для навантаженого „bel” – 21 тс). На рис. 5.5,б показано щиток пасажирського вагона, гальма якого увімкнено на швидкісний режим (R).



а) вантажного вагона



б) пасажирського вагона

Рисунок 5.5 – Щитки рукояток переключення режимів гальмування вагонів UIC

Гальмову вагу пасажирського рухомого складу з колодковим гальмом, яке обладнано чавунними гальмовими колодками, визначають за формулою

$$B_{\text{гальм}} = q \cdot \Sigma K, \quad (5.38)$$

де q – коефіцієнт, одержаний дослідним шляхом, як функція сили натиснення на гальмову колодку (рисунк 5.6);

ΣK – сумарна сила натиснення гальмових колодок, тс.

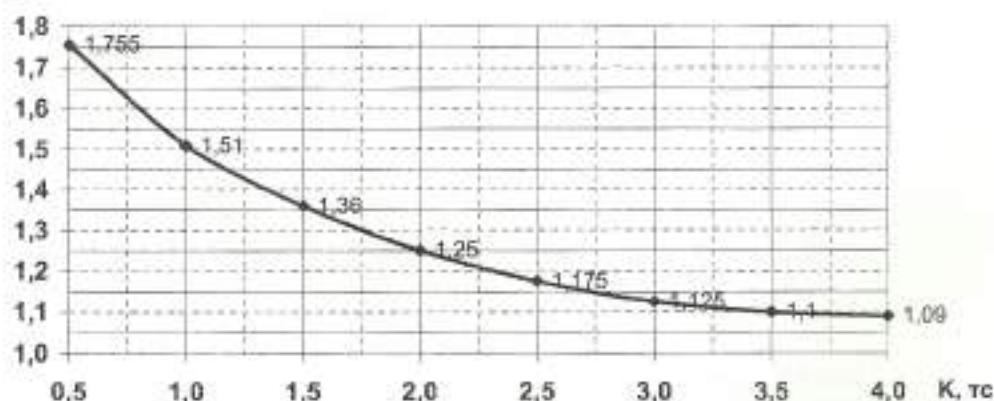


Рисунок 5.6 – Емпірична залежність коефіцієнта q від сили натиснення на одну гальмову колодку

Гальмова вага вантажного рухомого складу визначається за формулою

$$B_{\text{гальм}} = \frac{10}{\gamma} \cdot \gamma \cdot \Sigma K, \quad (5.39)$$

де γ – одержаний дослідним шляхом коефіцієнт, який у загальному випадку залежить від часу наповнення гальмового циліндра, стрибка початкового тиску в ГЦ і сили натиснення на гальмову колодку [37, с. 70, рис. 46].

Для випадку, коли час наповнення ГЦ становить 20 с, а стрибок початкового тиску – 20 % кінцевого значення залежність коефіцієнта γ наведено на рисунку 5.7.

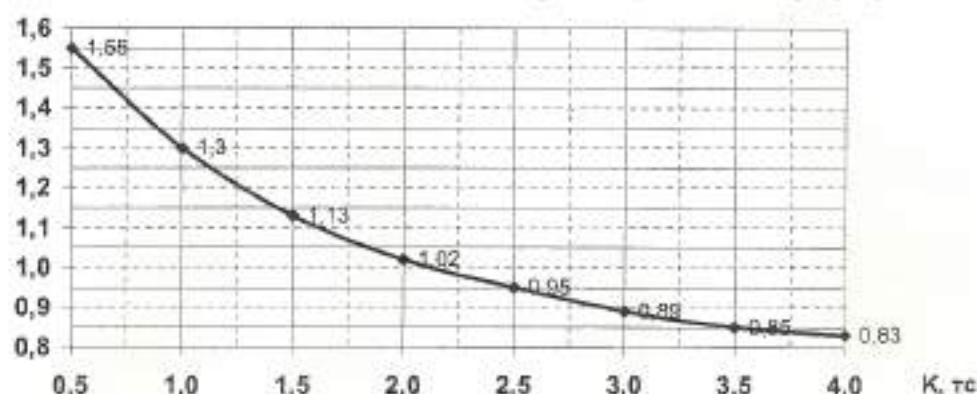


Рисунок 5.7 – Емпірична залежність коефіцієнта γ від сили натиснення на одну гальмову колодку

Якщо відомі ΣK , q і γ , можна визначити гальмову вагу пасажирського або вантажного вагона або, знаючи гальмову вагу, підібрати необхідну силу натиснення на гальмові колодки знос проєктованого вагона.

Гальмову путь пасажирських поїздів на залізницях країн UIC розраховують за емпіричною формулою:

$$S = \frac{\varphi \cdot V_0^2}{(1,094 \cdot \lambda + 0,127 + 0,235 \cdot i \cdot \varphi)} \quad (5.40)$$

де V_0 – передгальмова швидкість руху, км/год;
 λ – відсоток гальмової ваги (див. формулу (5.42));
 i – крутизна ухилу (від'ємна для спусків, додатна для підйомів), ‰;
 φ – емпіричний коефіцієнт, який є функцією швидкості руху (рисунк 5.8).

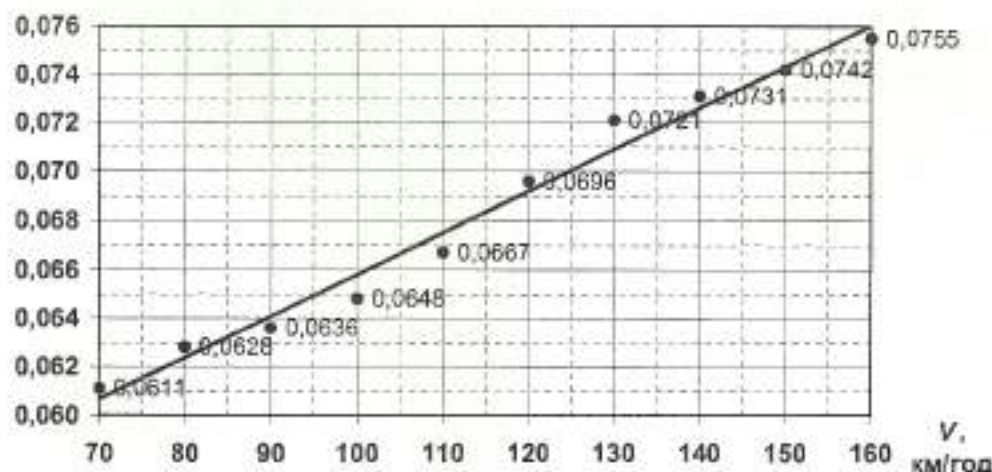


Рисунок 5.8 – Емпірична залежність коефіцієнта φ від швидкості руху

За нормами UIC гальмова путь на площадці ($i=0$) для пасажирських поїздів, які експлуатуються на швидкостях руху до 140 км/год, не повинна перевищувати 1000 м.

Довжину гальмової путі рухомого складу UIC, в якого коефіцієнт тертя гальмових колодок/накладок не значного мірою залежить від швидкості руху (наприклад, при композиційних колодках або накладках), визначають за формулою [43]:

$$S = \frac{3,93 \cdot \rho \cdot V_0^2}{10 \cdot A \cdot \mu + \omega + l} + \frac{V_0 \cdot t}{7,2}, \quad (5.41)$$

де ρ – коефіцієнт, який враховує інерцію обертання колісних пар (приймається: 1,05 – для вагонів; 1,10 – для приводних осей моторвагонного рухомого складу; 1,15 – для локомотивів);

A – гальмовий коефіцієнт (відношення сумарного гальмового натиснення до ваги одиниці рухомого складу) з урахуванням довжини плеча прикладення гальмового натиснення (приймається: 65...100% – для колодкового гальма; 28...38% – для дискового);

μ – коефіцієнт тертя гальмових колодок (накладок);

ω – основний питомий опір руху, %;

t – час гальмування, що враховує наповнення ГЦ у середині складу поїзда, с.

Останнім з нормативів розглянемо відсоток гальмової ваги. Термін UIC „відсоток гальмової ваги” (англ. Braked Weight Percentage) близький до вітчизняного – розрахунковий гальмовий коефіцієнт. Значення відсотка гальмової ваги задається або у частках, або у відсотках. Отже, у закордонній літературі можна зустріти одну й ту саму величину λ , наприклад, як у вигляді $\lambda = 1,3$, так і у вигляді $\lambda = 130\%$. Слід пам'ятати, що у розрахункові формули значення λ завжди підставляється у частках, а не у відсотках.

Відсоток гальмової ваги (у частках) за визначенням дорівнює

$$\lambda = B/Q, \quad (5.42)$$

де Q – маса рухомого складу (для якої розраховується відсоток гальмової ваги), т.

При відомій величині гальмової путі пасажирського вагона на площадці ($i=0$) вираз для розрахунку відсотка гальмової ваги можна отримати з формули (5.40)

$$\lambda = \frac{\varphi \cdot V^3}{1,094 \cdot S} - 0,116. \quad (5.43)$$

Величини відсотків гальмової ваги для нових вагонів UIC мають статус норм. На залізницях UIC нормативи задаються у формі окремих документів, так званих **пам'яток** (фр. Code UIC, нім. UIC-Kodex, англ. UIC Code). Кожна з пам'яток UIC має власний номер. Норми щодо нових вантажних вагонів згідно з UIC Code 543 наведено у таблиці 5.10 та показано на рисунку 5.9. Подібні норми для пасажирських вагонів подано у таблиці 5.11. Для вантажного типу руху нижня межа відсотка гальмової ваги приймається 55 % або 65 % (див. рис. 5.9) відповідно до включення гальма на порожній або навантажений режим (див., наприклад, рис. 5.5,а). Для комбінованого типу руху дозволяється експлуатація вагона у порожньому стій зі швидкістю до 120 км/год, а у навантаженому – до 100 км/год.

Таблиця 5.10 – Норми відсотків гальмової ваги для нових вантажних вагонів

Тип руху (позначення)	Найбільша швидкість руху, км/год	Межі відсотка гальмової ваги		Режим включення ПР (позначення)
		min	max	
Вантажний (відсутнє)	90	55 / 65	-	вантажний (G)
Пришвидчений (S)	100	65	120	пасажирський (P)
Комбінований (SS/S)	120 / 100	100 / 65	120	
Швидкісний (SS)	120	100	120	

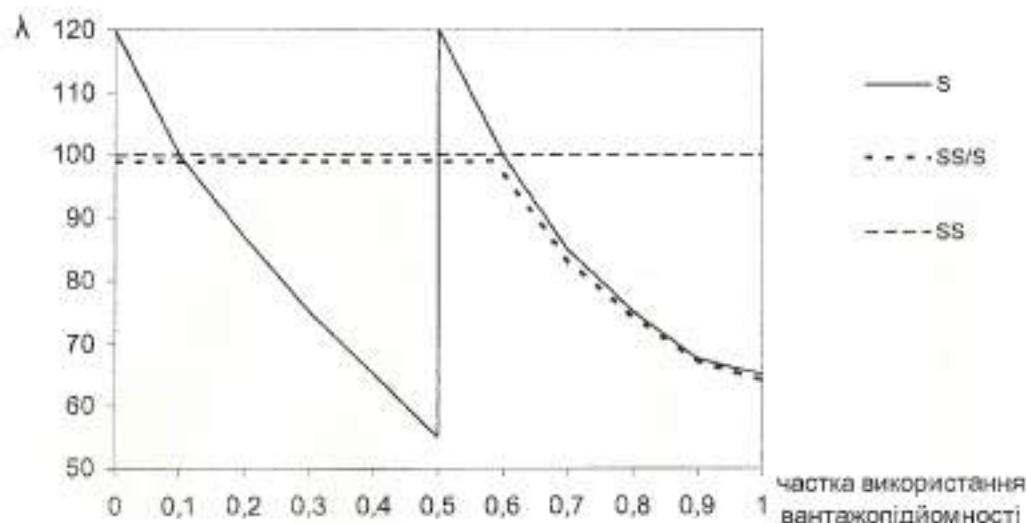


Рисунок 5.9 – Межі відсотка гальмової ваги

Таблиця 5.11 – Норми відсотків гальмової ваги для нових пасажирських вагонів

Позначення типу руху	Найбільша швидкість руху, км/год	Відсоток гальмової ваги розрахований до		Номер документа (UIC Code)
		тари вагона	маси вагона бруто	
P	120	105...120	-	543
R	140	150...170	не менш 135	546
R+Mg	160	-	не менш 208	567-1
R+Mg	200	Середнє уповільнення вагона при гальмуванні 0,85 м/с ²		546

Примітка: **P** – пасажирський;**R** – швидкісний (для літера на трафареті може бути окреслена ромбом, що означає наявність прискорювача гальмування);**Mg** – з (електро-) магнітним рейковим гальмом.

5.5.2 Гальмові параметри вагонів СНД за нормами UIC

При розрахунках гальмових параметрів вагонів країн СНД за нормами UIC для експлуатації у міжнародному сполученні можна використовувати вихідні дані, що містяться у таблиці 5.12 та 5.13.

За формулами (5.38) і (5.39) було розраховано гальмову вагу основних типів вагонів залізниць СНД для міжнародного сполучення на колії 1520 мм і 1435 мм. Розрахунки зроблені за такими вихідними положеннями:

а) для пасажирських вагонів значення коефіцієнта $q=1,175$, що відповідає силі натиснення на чавунну гальмову колодку 2,5 тс (див. рис. 5.6);

б) для вантажних вагонів коефіцієнт q залежно від сили натиснення на чавунну колодку знаходиться з рис. 5.7.

Таблиця 5.12 – Характеристика гальмівних вагонів СНД

Типи вагонів	Кількість гальмових колодок у вагона	Діаметр ГЦ, мм	Параметри ГВП		Сила натиснення на гальмову колодку (тс) при включенні ПР на режим:		
			передаточне число	ККД	навантажений	середній	порожній
Піввагони 4-вісні та цементовози	8	356	$\frac{8,96}{5,72}$	0,95	$\frac{3,8}{2,4}$	$\frac{2,3}{1,48}$	$\frac{1,26}{0,82}$
4-вісні: крігі, платформи, цистерни	8	356	$\frac{9,1}{5,9}$	0,95	$\frac{3,82}{2,5}$	$\frac{2,34}{1,54}$	$\frac{1,28}{0,85}$
Хоптери-окатишновози	8	400	$\frac{9,5}{4,5}$	0,80	$\frac{4,3}{2,15}$	$\frac{2,7}{1,32}$	$\frac{1,55}{0,75}$
Піввагони 6-вісні	16	400	$\frac{10,75}{6,78}$	0,85	$\frac{2,6}{1,7}$	$\frac{1,6}{1,0}$	$\frac{0,9}{0,6}$
Піввагони 8-вісні	16	400	$\frac{14,64}{9,04}$	0,80	$\frac{3,5}{2,2}$	$\frac{2,18}{1,35}$	$\frac{1,24}{0,75}$
Цистерни 8-вісні	16	400	$\frac{15,35}{10,22}$	0,80	$\frac{3,7}{2,5}$	$\frac{2,3}{1,5}$	$\frac{1,3}{0,86}$
Ізотермічні	16	356	$\frac{10,0}{5,63}$	0,90	$\frac{2,1}{1,16}$	$\frac{1,3}{0,74}$	$\frac{0,75}{0,43}$

Примітка: у чисельнику – дані для чавунних гальмових колодок, у знаменнику – для композиційних.

Таблиця 5.13 – Розрахункові сили натиснення композиційних колодок

Типи вагонів і режим включення ПР	Сумарна сила натиснення колодок, що діють на одну колісну пару, тс
Пасажи́рські з масою тари, т:	
- 53 і більше	4,5
- 48 і більше, але менше 53	4,0
- 42 і більше, але менше 48	3,5
Вантажні на режимі:	
- навантажений	4,25
- середній	3,00
- порожній	1,75
Ізотермічні:	
а) з передавальним числом ГВП 5,3 на режимі:	
- навантажений	4,5
- середній	3,5
- порожній	2,0
б) з передавальним числом ГВП 10,0 на режимі:	
- середній	4,75
- порожній	3,00

Гальмова вага основних типів вагонів залізниць СНД з чавунними гальмовими колодками складає:

- суцільнометалеві пасажирські вагони габариту 0-Т (1-ВМ за ОСЖД) – 50 тс;
- суцільнометалеві пасажирські вагони габариту 03-Т (03-ВМ за ОСЖД або R1C за UIC) при включенні гальм на режим: швидкісний – 72 тс; пасажирський – 54 тс;

- в) чотиривісні вантажні вагони у разі включення гальм на режим:
 - навантажений – 36 тс;
 - порожній – 18 тс;
- г) ізотермічні вагони – 49 тс.

Знаючи гальмову вагу вагонів, можна підрахувати гальмову вагу поїзда і його відсоток гальмової ваги, а потім за нормами УПС встановити допустиму швидкість руху поїзда або визначити довжину гальмової путі.

У разі обладнання вагонів СНД композиційними гальмовими колодками гальмова вага визначається таким чином.

Гальмову вагу вантажних вагонів країн СНД з композиційними колодками приймають: у разі включення гальм на середній режим – 40 тс, на порожній – 20 тс.

Гальмову вагу пасажирських вагонів, обладнаних композиційними колодками, можна визначити, використовуючи номограми гальмової путі СНД та УПС (див. приклад 3 нижче). При цьому для певних умов спочатку визначають гальмову вагу за номограмою СНД, а потім за тих самих умов за номограмою УПС за вже відомий гальмовий путі визначають відсоток гальмової ваги та розраховують гальмову вагу.

5.5.3 Приклади розрахунків

Приклад 1. Для пасажирського вагона з розрахунковою силою натиснення гальмових колодок 10 тс на вісь, масою бруто 62 т при гальмуванні зі швидкості 100 км/год на площаді гальмова путі складає 680 м. Розрахувати відсоток гальмової ваги.

Роз'яснення 1. У пасажирського вагона до однієї колісної пари притиснюються чотири гальмові колодки, тобто, за вихідними даними натиснення на одну колодку становить $10/4=2,5$ тс і $q=1,175$ (див. рис. 5.6), а сумарне гальмове натиснення заданого чотиривісного вагона $\Sigma K=4 \cdot 10=40$ тс. Тоді гальмова вага цього вагона за формулою (5.38) складає

$$B = 1,175 \cdot 40 = 47 \text{ тс.}$$

Отже, відсоток гальмової ваги за формулою (5.42) дорівнює

$$\lambda = \frac{47}{62} = 0,76 \text{ або } 76 \%.$$

Роз'яснення 2. Для заданої швидкості 100 км/год $\varphi=0,0648$ (див. рис. 5.8). Тоді, за формулою (5.43) отримаємо

$$\lambda = \frac{0,0648 \cdot 100^2}{1,094 \cdot 680} = 0,116 = 0,76 \text{ або } 76 \%.$$

Приклад 2. Визначити гальмову вагу вітчизняної чотиривісної платформи, яка обладнана чотирма гальмовими колодками.

Роз'яснення. Використовуючи табл. 5.12, знаходимо сумарну силу натиснення для навантаженої платформи $\Sigma K=3,82 \cdot 8=30,6$ тс та порожньої – $\Sigma K=1,28 \cdot 8=10,2$ тс. Коефіцієнт γ визначаємо з рис. 5.7: для навантаженого вагона при силі натиснення на гальмову колодку $K=3,82$ тс знаходимо $\gamma=0,83$, для порожнього при $K=1,28$ тс – $\gamma=1,2$.

Гальмова вага для навантаженої платформи дорівнюватиме

$$B = \frac{10}{7} \cdot 30,6 \cdot 0,83 = 36,3 \text{ тс,}$$

для порожньої

$$B = \frac{10}{7} \cdot 10,2 \cdot 1,2 = 17,5 \text{ тс.}$$

Приклад 3. *Визначити гальмову вагу пасажирського вагона з масою тари 53 т, обладнаного композиційними гальмовими колодками і розрахованого на швидкість руху до 160 км/год.*

Роз'яснення. За даними табл. 5.13 розрахункова сила натиснення композиційних колодок на вісь дорівнює 4,5 тс; сумарне натиснення колодок вагона $\Sigma K = 4,5 \cdot 4 = 18$ тс, в розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмових колодок $g_p = 18/53 = 0,34$.

Для $g_p = 0,34$ за номограмою СНД (рисунок 5.10) при передгальмовій швидкості 160 км/год гальмова путь дорівнює 1250 м.

За номограмою УІС (рисунок 5.11) при гальмовій путі 1250 м та швидкості 160 км/год реалізується відсоток гальмової ваги $\lambda = 1,30 - 130$ %.

Гальмова вага вагона за формулою (5.42) становитиме $B = 1,3 \cdot 53 = 68,9$ тс.

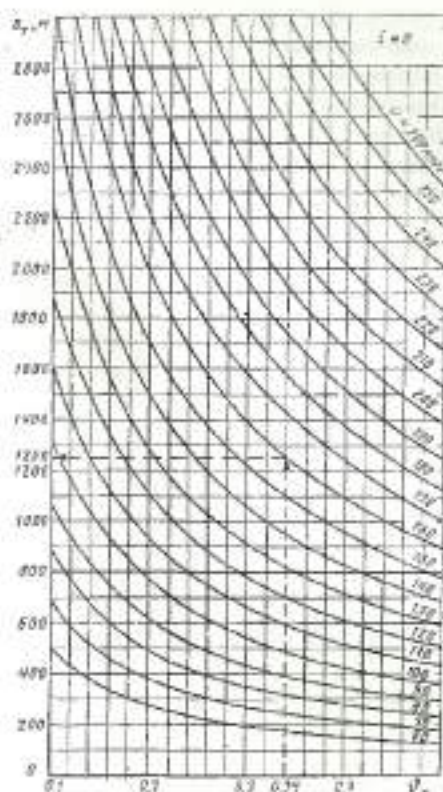


Рисунок 5.10 – Номограма гальмової путі для пасажирського поїзда залізниць СНД у разі ЕПГ на площадці (колодки композиційні)

Таким чином, методом перерахунку можна знайти величину гальмової ваги для будь-якого з вагонів СНД, а також розрахункову силу натиснення на вісь будь-якого пасажирського вагона УІС. Для спрощення подібних розрахунків складено відповідні номограми, які наведено на рисунках 5.12-5.14.

Приклад 4. *Пасажирський вагон з тарою 530 кН і конструктивною швидкістю 140 км/год має гальмову вагу 640 кН. Визначити гальмову путь даного вагона у порожньому стані на площадці та на спуску 4 ‰.*

Роз'яснення. Знаходимо відсоток гальмової ваги вагона

$$\lambda = \frac{640}{530} = 1,208. \text{ Для швидкості 140 км/год коефіцієнт } \varphi = 0,0731 \text{ (див. рис. 5.8).}$$

Отже, гальмова путь становитиме (див. формулу (5.40)):

- на площадці ($t=0$)

$$S = \frac{0,0731 \cdot 140^2}{1,094 \cdot 1,208 + 0,127} = 989 \text{ м, що не перевищує нормативного значення 1000 м;}$$

- на спуску 4 ‰

$$S = \frac{0,0731 \cdot 140^2}{1,094 \cdot 1,208 + 0,127 + 0,235 \cdot (-4) \cdot 0,0731} = 1038 \text{ м.}$$

Отримане розрахунком значення гальмової путі на площадці можна визначити також і за номограмою рис. 5.11.

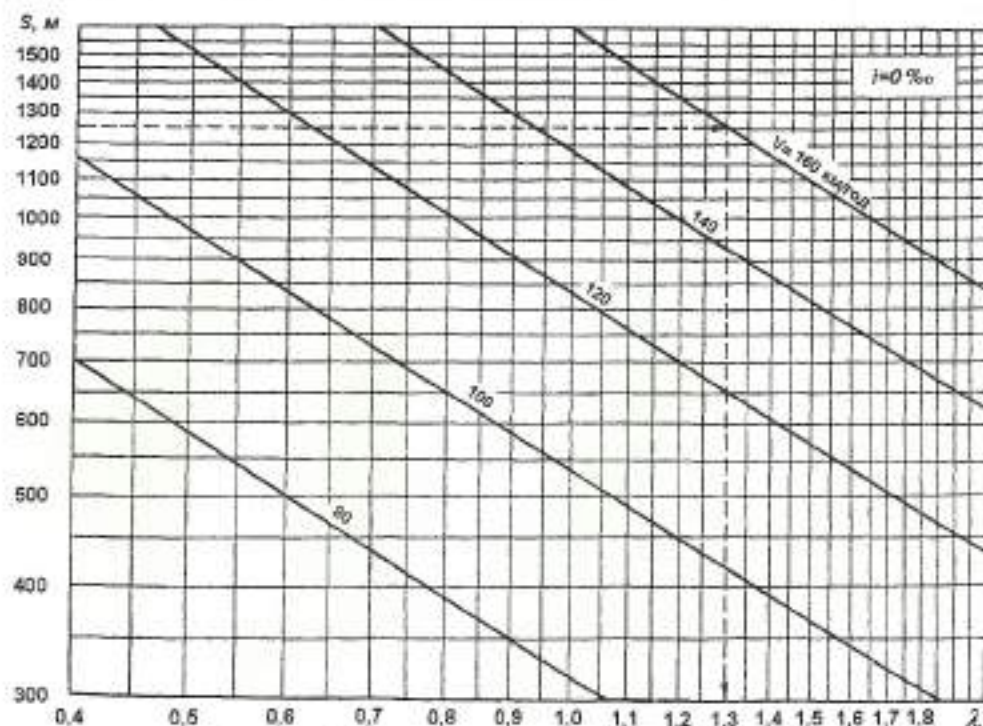


Рисунок 5.11 – Номограма УПС для визначення гальмової путі пасажирського поїзда

Приклад 5. Знайти гальмову путь на площадці ($i=0$) при гальмуванні зі швидкості 120 км/год вагона, який обладнано дисковим гальмом із коефіцієнтом тертя композиційних гальмових накладок 0,35, якщо час гальмування складає 4 с, а основний питомий опір руху – 2 кілофунта-сили на мегафунт-сили (2 кр/Мр або 2 ‰).

Роз'яснення. За формулою (5.41), прийнявши $\rho=1,05$ та $A=33$ ‰, отримаємо

$$S = \frac{3,93 \cdot 1,05 \cdot 120^3}{10 \cdot 33 \cdot 0,35 + 2} + \frac{120 \cdot 4}{7,2} = 572 \text{ м.}$$

На завершення даного розділу в якості довідкової інформації наводяться головні вимоги залізниць УПС щодо основних пневматичних гальмових пристадів вагона [31].

Чутливість ПР під час випробувань на окремому вагоні повинна бути такою, щоб у разі падіння тиску в ГМ темпом 0,6...0,7 кГ/см² за 6 с він спрацьовував на гальмування не пізніше, як за 1,5 с. Темп м'якості ПР – 0,4 кГ/см² за 1 хв. при падінні тиску в ГМ окремого вагона з 5 до 4 кГ/см². ПР повинен давати перший ступінь службового гальмування після зниження тиску в ГМ на 0,3 кГ/см². При ЕГ в поїзд як з увімкненими, так і з вимкненими прискорювачами – швидкість гальмової хвилі повинна бути не менше ніж 250 м/с.

Час наповнення повітрям ГЦ окремого вагона при ЕГ від 0 до 95 % найбільшого тиску повинен становити: для пасажирського режиму – 3...5 с; для вантажного – 18...30 с. Час випуску повітря із ГЦ окремого вагона від початку зниження тиску до 0,4 кГ/см² після ПСГ повинен бути: для пасажирського режиму – 15...20 с; для вантажного – 45...60 с. Під час ЕГ тиск у ГЦ повинен становити 3,7...3,9 кГ/см². Для отримання повного тиску в ГЦ тиск у магістралі потрібно знизити на 1,3...1,6 кГ/см².

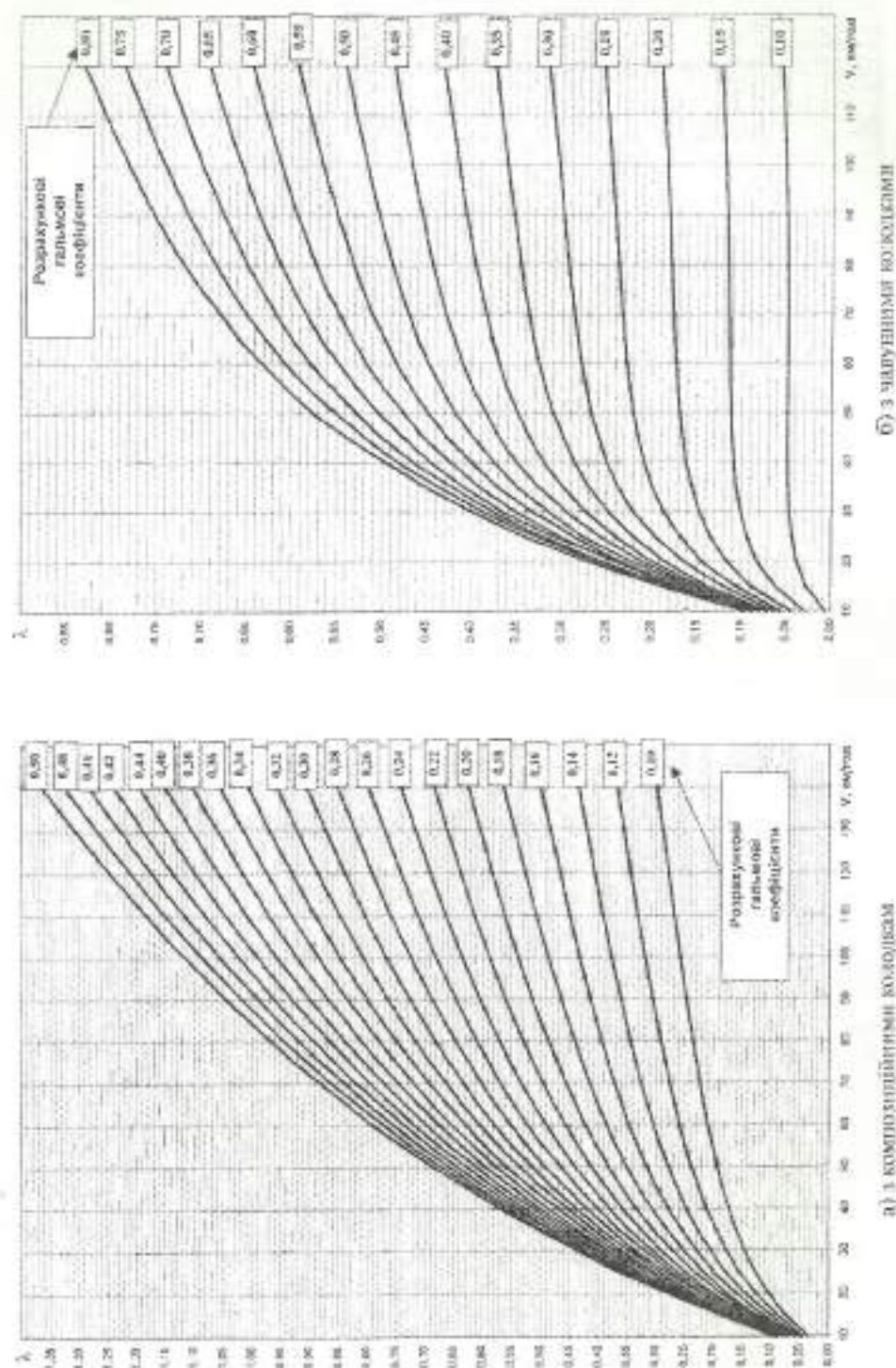
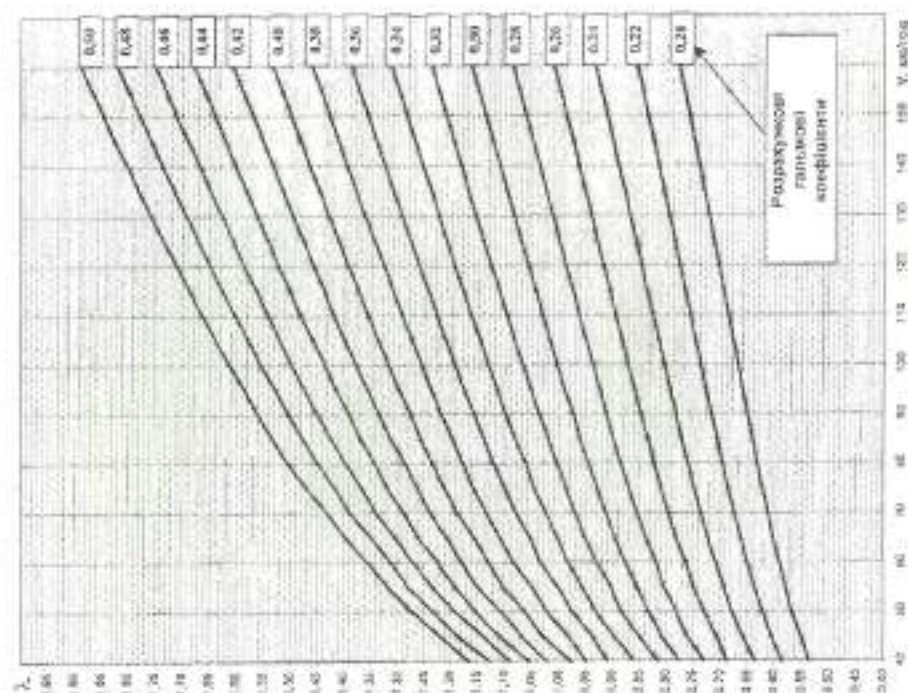
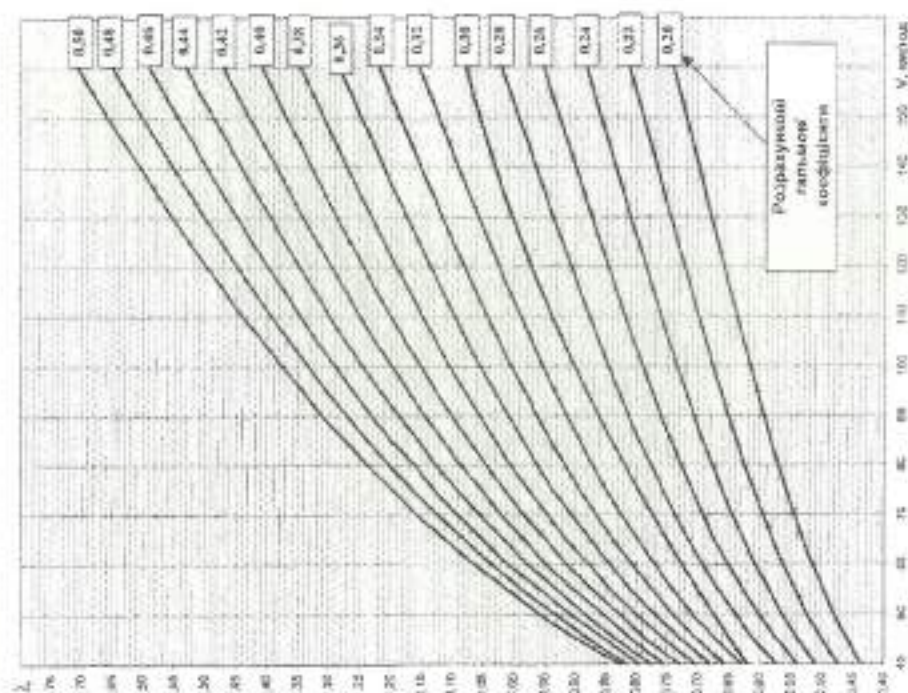


Рисунок 5.12 – Коефіцієнти гальмової ваги вантажного поїзда на площині (i=0)

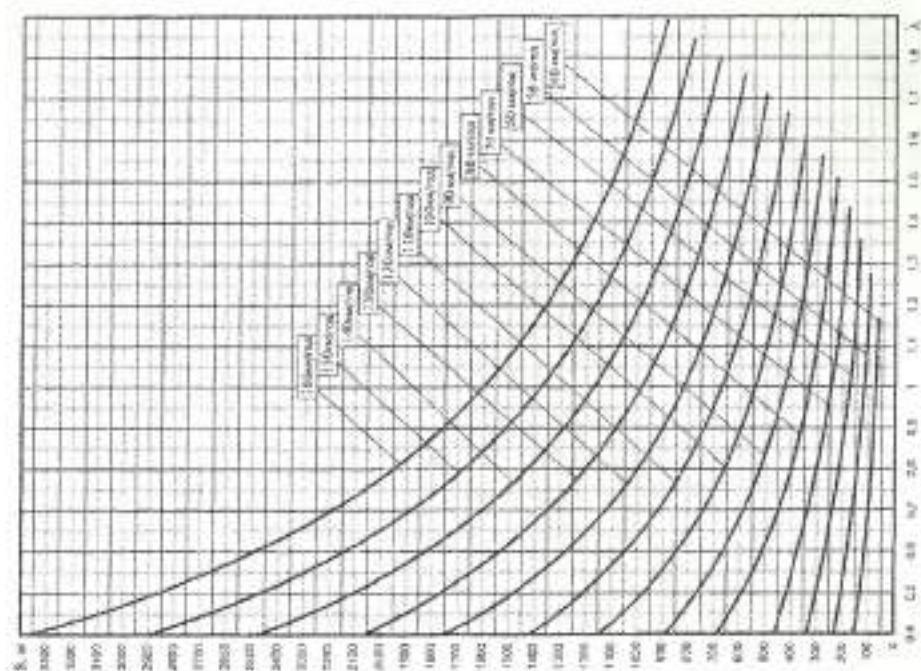


б) при електромагнітному гальмуванні (ЕПГ)

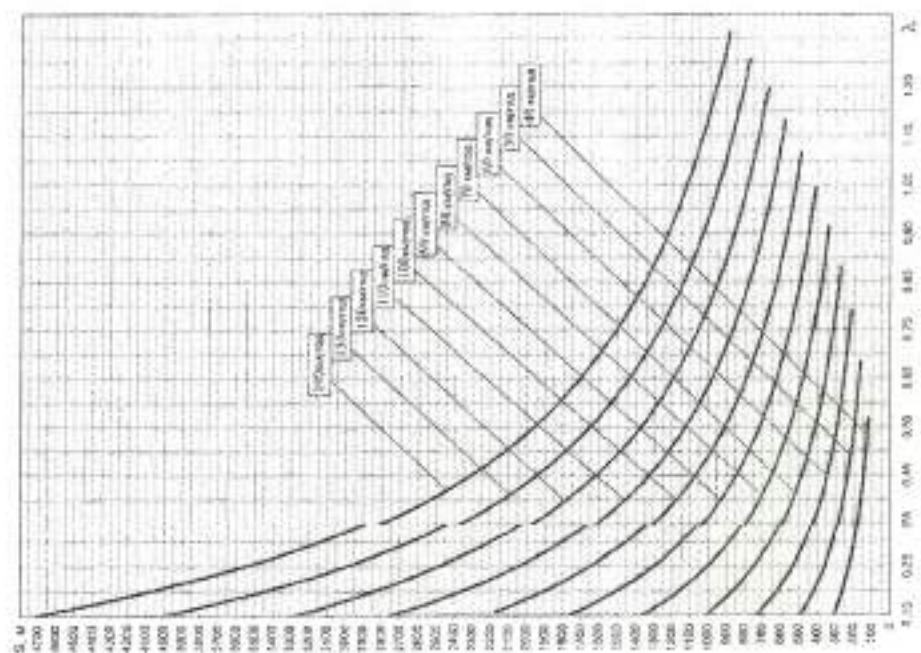


а) при пневматичному гальмуванні (ПГ)

Рисунок 5.13 – Коефіцієнти гальмівної тяги пасажирського поїзда на площаді $(\mu=0)$



а) навантаженого



б) пасажирського

Рисунок 5.14 – Гальмові зупи поїзда УІС на платформі ($\mu=0$)

5.6 Поздовжні зусилля у вантажному поїзді при гальмуванні

Із збільшенням довжини та ваги вантажних поїздів виникла проблема зниження поздовжніх зусиль, що виникають в автозчепних пристроях одиниць рухомого складу під час перехідних режимів руху поїзда. В довгоскладових поїздах згадані зусилля можуть досягати величин, які загрожують міцності конструкції автозчепів та рам вагонів, а також збереженню вантажів, що перевозяться. Залізничний поїзд, що складається з локомотива та значної кількості вагонів, є складною пружно-масовою механічною системою, в якій під час руху постійно відбуваються коливальні процеси. Ці процеси зумовлені такими основними чинниками: зусиллям тяги локомотива, зміною опору руху внаслідок зміни плану та профілю залізничної колії за маршрутом руху, а також гальмуванням та відпуском гальм.

За аналізом швидкістемірних стрічок вантажних електровозів з'ясовано, що на кожні 1000 км пробігу в середньому на колії 1520 мм мають місце 120 випадків перехідних режимів руху. Виявлено приблизний розподіл причин виникнення перехідних режимів руху вантажних поїздів: 48 % – гальмування регулююче; 31 % – руйніння з місця та 21 % – ПСТ. Таким чином, частка гальмових чинників є переважна.

Розглянемо механізм виникнення поздовжніх зусиль при гальмуванні поїзда. При пневматичному керуванні гальмами з головного локомотива кожен наступний вагон складу поїзда починає гальмуватися пізніше попереднього на певний час, який потрібен для розповсюдження пневматичної гальмової хвилі між сусідніми вагонами. Вітчизняні вантажні вагони не мають буферів тому, під дією поздовжніх зусиль залежно від зазорів у автозчепках типу СА-3, розрізняють два крайніх стану поїзда:

- стиснутий – всі вагони складу поїзда знаходяться на найкоротшій відстані один від одного;
- розтягнутий – всі вагони складу поїзда знаходяться на найбільшій відстані один від одного.

У випадку гальмування розтягнутого поїзда на вагони, що знаходяться у голові поїзда та гальма яких спрацювають раніше, будуть напшовхуватися вагони з хвостової його частини. Так виникають співударення сусідніх вагонів складу та по поїзду „проходить” хвиля поздовжніх ударів. Із розповсюдженням цієї хвилі міжвагонні з'єднання переходять із розтягнутого стану в стиснутий, причому кожен черговий удар викликає пружно хвилю, яка поступово згасає.

Поздовжні зусилля, що діють на руховий склад під час перехідних режимів руху, залежать від значної кількості факторів, що мають місце в експлуатації. Найбільш вагомими з цих факторів є такі [44]:

- характеристика складу поїзда (однорідний чи неоднорідний);
- вага та довжина поїзда;
- стан поїзда на початку перехідного режиму (стиснутий або розтягнутий) та величина зазорів у автозчепках;
- жорсткість поглинальних апаратів автозчепів.

Якщо причиною перехідного режиму є гальмування, то до найбільш впливових факторів додаються:

- швидкість гальмової хвилі;
- параметри (час та характеристика кривої) наповнення ГЦ;
- тип гальмових колодок;
- передгальмова швидкість поїзда;
- положення вагонів з увімкненими та вимкненими гальмами у складі поїзда.

Розглянемо розвиток у часі зростання гальмової сили в поїзді за методикою, що була розроблена проф. Б. Л. Карвацьким. Згідно з цією методикою під час зупинкового ПСТ або екстреного гальмування розвиток гальмової сили поїзда характеризується чотирма фазами відповідно до діаграми наповнення ГЦ стисненням повітрям як функції

часу. Зазначені фази відображено на рисунку 5.15, де показані дослідні осцилограми зміни тиску при наповненні ГЦ та спустошенні ГМ у разі ЕГ вантажного поїзда зі складом у 80 вагонів [45]. На рис. 5.15 цифри, що подано у розриві ліній осцилограм, це порядковий номер вагона, для якого відображено осцилограми тиску повітря.

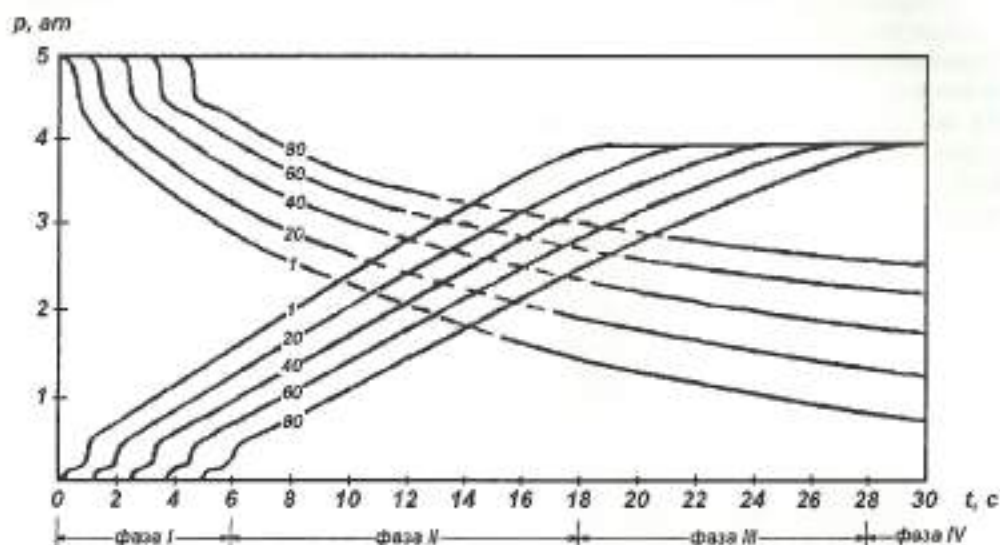


Рисунок 5.15 – Діаграма фаз гальмування

Фаза I. Відлік часу починається від моменту переведення ручки крана машиніста у гальмове положення. Кінець цієї фази припадає на момент часу, коли гальмова хвиля досягла хвостового вагона складу поїзда. За час першої фази встановлюється розподіл гальмових сил, відповідно до якого на головному вагоні поточна гальмова сила є найбільшою, а далі по довжині поїзда вона поступово згасає до хвостового вагона. В цій фазі відбувається найбільше стиснення поїзда поздовжніми зусиллями.

Фаза II. У всіх вагонів поїзда відбувається рівномірне зростання тиску в гальмових циліндрах із збереженням тієї різниці тисків повітря для різних вагонів, яка встановилася перед початком другої фази. У цій фазі поїзд залишається у стиснутому стані.

Фаза III. Тиск в ГЦ вагонів поїзда починає зрівнюватися, поступово набуває свого найбільшого значення та наприкінці цієї фази стає однаковим для всіх вагонів. На початку третьої фази поїзд знаходиться у стиснутому стані за рахунок різниці тисків у ГЦ, а в кінці – поїзд переходить у вільний стан внаслідок поступового, але повного зрівнювання тисків повітря у ГЦ усіх вагонів. Поглинальні апарати автотормів, що були стиснуті на перших двох фазах, у третій фазі поступово дають „віддачу” – повну або часткову, що залежить від типу зазначених апаратів.

Фаза IV. Кінцем четвертої фази вважається зупинка поїзда внаслідок гальмування, або початок відпуску гальм. У цій фазі ніякої різниці в дії гальм вагонів немає – всі вони дають найбільші з можливих сили гальмування. При цьому в разі рівномірного розподілу по довжині поїзда питомої гальмової сили (характерно для однорідного поїзда) ніяких реакцій у зчепних приборах вагонів не буде. У випадку нерівномірного розподілу (коли окремі вагони чи групи вагонів рухалися з більшим або меншим уповільненням) у відповідних перетинах поїзда виникнуть реакції стиснення чи розтягування.

Способи теоретичного дослідження перехідних режимів руху поїздів залежать від прийнятої розрахункової схеми [46]. Наведемо стисло розвиток теорії поздовжньої динаміки залізничних поїздів.

Теоретичне вивчення позовжних коливань під час руху поїзда з місця було вперше виконано проф. М. Е. Жуковським, який розглядав склад поїзда в одному випадку як безперервну пружно-нитку з окремою масою – локомотивом, а в іншому – як дискретні маси-вагони, що з'єднані пружними зв'язками, які дозволяють відносне переміщення в разі провисання гнтингового зчепу [47].

Академік В. А. Латарян розкрив загальні закономірності хвильового характеру розповсюдження збурення вздовж поїзда. Для врахування дисипативних властивостей поїзда та оцінки впливу опору взаємних переміщень вагонів склад поїзда розглядався як пружно-в'язкий стрижень або як пружний стрижень із гістерезисом [48].

Проф. С. В. Вершинський при розв'язуванні задачі руху поїзда в місцях зламів позовжнього профілю колій розглядав поїзд як безперервний та нерозтягуваний, але гнучкий стрижень із зосередженими масами-локомотивами на кінцях [49].

Найбільшого розповсюдження у задачах позовжньої динаміки набула дискретна (повагонна) модель поїзда. Одним із самих ефективних методів теоретичного дослідження є чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху, в яких враховуються параметри всіх елементів описуваної ними реальної механічної системи. Значайно, розв'язування системи диференціальних рівнянь високого порядку, до якої зводяться задачі динаміки поїзда, виконуються засобами обчислювальної техніки. Значний вклад у досягнення сучасного стану розвитку галузевої науки щодо позовжних коливань внесли проф. П. Т. Гребенюк та проф. Б. С. Блюхін [50, 51].

В інженерних розрахунках для визначення очікуваного рівня позовжньої реакції, яка виникає в поїзді під час гальмування, можна користуватися залежністю

$$R_{\text{max}} = k_2 \cdot B_0 \cdot \frac{L_c}{v \cdot t_{\text{ц}}}, \quad (5.44)$$

де k_2 – коефіцієнт позовжньої динаміки, що залежить від конструкції ПР, зазорів у автозчепях і стану поїзда на початок гальмування, та який для усереднених сучасних умов експлуатації рекомендується приймати:

- при розрахунку для кінця першої фази гальмування – 0,25;
- при ЕГ стиснутого поїзда – 0,40;
- при ЕГ розтягнутого поїзда – 0,65;

B_0 – гальмова сила поїзда;

L_c – довжина поїзда;

v – швидкість розповсюдження гальмової хвилі;

$t_{\text{ц}}$ – час наповнення ГЦ стисненням повітрям.

Найбільший вплив на величину позовжніх динамічних зусиль у складі поїзда мають: швидкість розповсюдження гальмової хвилі, час наповнення ГЦ та темп зростання гальмової сили. За паспортними даними вітчизняних ПР вантажного типу №483М та №483М-01 швидкість гальмової хвилі при температурі повітря +20 °С під час екстреного гальмування становить не менш ніж 275 м/с. Для ПР пасажирського типу №292М ця величина при ЕГ дорівнює 200 м/с, а при службовому гальмуванні – 140 м/с. Для європейських ПР універсального типу різних фірм-виробників вона знаходиться на рівні 250 м/с. За інших рівних умов збільшення швидкості розповсюдження гальмової хвилі удвічі призводить до зменшення позовжніх зусиль (прискорень) вантажного поїзда у півтора рази [46]. Найменші позовжні зусилля в поїзді виникають у разі сталого темпу зростання гальмових сил вагонів.

Усереднені паспортні тривалості часу наповнення ГЦ стисненням повітрям у складі поїзда при температурі +20 °С такі. Для ПР №483М: при ЕГ – 25 с, при ПСГ – 30 с. Для ПР №292М тривалості наповнення ГЦ залежать також і від його режиму ввімкнення: а) при ЕГ: на режимі К – 7 с, на режимах Д та УВ – 16 с; б) при ПСГ: на режимі К – 10 с, на режимах Д та УВ – 20 с. Із зростанням часу наповнення ГЦ спостерігається нерівномірне зменшення позовжніх зусиль у поїзді – спочатку швидко, а потім повільно. В

середньому, збільшення відвічі названого часу призводить до зменшення поздовжніх зусиль у п'ять разів, але при цьому зменшується і ефективність гальм. Збільшення у два рази натиснення гальмових колодок призводить до зростання поздовжніх зусиль приблизно на 30 % та скорочення гальмових путей у 1,7 разів. Неоднорідність складу вантажного поїзда за типом вагонів призводить до зростання поздовжніх зусиль при гальмуванні в середньому на 20 %, а неоднорідність за навантаженням – на 30 %.

Тривалість, щойно зазначених паспортичних гальмових динамічних процесів у гальмових приладах залежить від температури повітря. Наприклад, на скільки зі зменшенням температури повітря швидкість гальмової хвилі зменшується (див. формулу (5.27)), на стільки ж і збільшується час наповнення ГЦ (див. формулу (5.28)) – пропорційно кореню квадратному з абсолютної температури.

Характер розподілу зусиль по довжині складу поїзда не залежить від ваги вагонів: під час гальмування попередньо розтягнутого поїзда найбільші поздовжні зусилля виникають у його хвостовій частині, а стиснутого – в середній. При цьому динамічні зусилля у розтягнутих поїздах можуть бути у два рази більші, ніж у стиснутих.

Натурні експерименти з досліджень динаміки вантажних поїздів на залізничних коліях 1520 мм розпочалися на початку 50-х років XX ст. До цього часу як у СРСР, так і за його кордонами не було дослідних даних про величини поздовжніх динамічних зусиль, що діють на рухомий склад. Норми поздовжніх зусиль, що використовувалися при проектуванні вагонів та локомотивів, не відповідали реальним умовам експлуатації.

У випробуваннях щодо виміру поздовжніх зусиль на залізничних СНД традиційно використовуються зміцнені автозчепи типу СА-3, які обладнуються тензодатчиками, – так звані **динамометричні автозчепи**. Такі динамометри-автозчепи забезпечують вимірювання зусиль величиною до 300 тс (3 МН) без перевищення межі текучості сталі, з якої виготовлені їх корпуси.

На західноєвропейських залізницях експериментальне визначення поздовжніх прискорень поїздів згідно з UIC Code 547 здійснюється за допомогою спеціального приладу, який містить набір однакових кульок. Кожна з цих кульок знаходиться в окремому відділенні. Дно кожного відділення має власний кут нахилу до горизонту, що перешкоджає викочуванню кульки зі свого відділення від поштовху. Для того, щоб кулька викотилася з приладу, на неї повинне подіяти прискорення певної величини. Таким чином, аналізуючи які кульки залишилися в приладі, що знаходився на рамі вагона протягом певного часу (наприклад, у дослідному рейсі), можна з'ясувати рівень прискорення найбільш різкого поштовху. При всій архаїчності цього методу оцінки найбільшого прискорення, він не потребує складного обладнання та характеризується мінімумом витрат для проведення експерименту.

Міцність конструкцій рам вагонів при їх проектуванні розраховується з таких **найбільших припустимих рівнів поздовжніх зусиль у вантажних поїздах вагою до 10000 т** [52, п. 9.2]:

- при ЕГ пневмогальмом з будь-якої швидкості руху та при довільному стані зазорів у автозчепках:
 - у неоднорідному поїзді – 2,5 МН;
 - в однорідному поїзді – 2,0 МН;
- при ПСТ пневмогальмом до зупинки з будь-якої швидкості руху, а також при регулюючому гальмуванні зі швидкості руху 15 км/год та менших:
 - у неоднорідному поїзді – 2,0 МН;
 - в однорідному поїзді – 1,5 МН;
- при регулюючому гальмуванні пневмогальмом зі швидкості руху понад 15 км/год:
 - у неоднорідному поїзді – 1,5 МН;
 - в однорідному поїзді – 1,2 МН.

На завершення цього підрозділу наведемо два приклади шкідливого впливу поздовжніх зусиль у поїзді на нормальну роботу його гальм. З досвіду експлуатації відомі випадки, коли відбувається неодноразове самостійне спрацювання гальм вантажного поїзда на шляху прямування, причину якого не вдається виявити навіть в ході контрольної перевірки гальм на станції (див. п. 7.2.3). Якщо гальмові прилади поїзда справні, то причина спрацювання автогальм у даному випадку поєднана з збігом декількох факторів. При виникненні поздовжнього зусилля значної величини, що розтягує поїзд, відбувається розтягування металоконструкцій вагонів складу поїзда. При цьому розтягується також і повітропровід гальмової магістралі вагонів складу поїзда, внаслідок чого короточасно може виникати виток стисненого повітря до атмосфери. Якщо втрата стисненого повітря з ГМ вагона буде відбуватися темпом, що перевищує темп м'якості, на який відрегульовано ПР №483 цього вагона, то почнеться автоматичне гальмування.

Другий приклад шкідливого впливу поздовжнього зусилля стосується випадку його інерційної дії на рухомі деталі, які є складовими конструкції гальмових приладів, насамперед повітророзподільників. Названі деталі в штатному режимі рухаються під дією на них пружин та/або тиску повітря у внутрішніх камерах ПР. Внаслідок такого переміщення деталей суміщуються певні отвори, внаслідок чого створюються потрібні шляхи перетікання стисненого повітря асередині ПР і забезпечується функціонування гальм. Значне за величиною поздовжнє зусилля може стати причиною порушення динамічної рівноваги рухомих деталей ПР, що спричинить увімкнення невідповідного режиму гальм, наприклад, зрив на гальмування із положення перекриття. Тому прагнуть розташовувати гальмові прилади на вагоні так, щоб поздовжнє прискорення вагона не співпадало з напрямком руху їх внутрішніх рухомих деталей.

Приклад. Оцінити найбільше поздовжнє зусилля при ЕГ зі швидкості руху 50 км/год поїзда, який складається з двох електровозів ВЛ80_т та 35-ти навантажених восьмишестишестерних цистерн моделі 15-871 (для бензину та світлях нафтопродуктів). Прийняти, що вагони обладнані ПР №483М та композиційними гальмовими колодками з матеріалу ТНІР-300. Розрахунки виконати як для стиснутого, так і для розтягнутого передгальмового стану поїзда та для температури повітря -10 °С.

Розв'язання. Розрахунковий коефіцієнт тертя композиційних гальмових колодок (див. табл. 4.5) на швидкості руху 50 км/год становить 0,288 [18, табл. 251, с. 472]. Загальне розрахункове натиснення гальмових колодок залежить від поточного режиму увімкнення ПР (див. табл. 7.1) і в даному випадку становить: для двох восьмишестишестерних локомотивів ВЛ80_т – $\Sigma K_p = 2 \cdot 8 \cdot 6 = 96$ тс [8, таблиця Д.2.2], а для вагонів складу поїзда – $\Sigma K_p = 35 \cdot 8 \cdot 7 = 3080$ тс [8, таблиця Д.2.1]. Таким чином, гальмова сила даного поїзда за формулою (5.1) складе $B_p = 0,288 \cdot (96 + 3080) = 914,7$ тс.

Розрахункова довжина заданого поїзда $L_{пз} = 2 \cdot 32,84 + 35 \cdot 21,12 = 1227,28$ м [53].

Відповідно до формул (5.27) та (5.28) поправний коефіцієнт для коректування тривалості часу газодинамічних процесів відносно паспортної температури +20 °С відповідно до заданої температури прикладу складе $\sqrt{(273,15 - 10)/(273,15 + 20)} = 0,95$. Тоді для умов прикладу розрахункова швидкість гальмової хвилі при ЕГ для ПР №483 становитиме $v = 275 \cdot 0,95 = 260,5$ м/с, а розрахункова тривалість наповнення ГЦ – $t_{пц} = 25 \cdot 0,95 = 26,3$ с.

За формулою (5.44) найбільші поздовжні реакції в даному випадку складуть:

- для стиснутого стану поїзда $0,40 \cdot 914,7 \cdot 1227,28 / (260,5 \cdot 26,3) = 65,5$ тс $\approx 0,64$ МН;
- для розтягнутого стану поїзда $0,65 \cdot 914,7 \cdot 1227,28 / (260,5 \cdot 26,3) = 106,5$ тс $\approx 1,04$ МН.

Отже, очікувані найбільші поздовжні реакції не перевищують припустимого рівня для будь-якого режиму пневматичного гальмування однорідного поїзда [52, п. 9.2]. Розрахункова вага локомотивів у даному прикладі $2 \cdot 192 \sim 384$ т [8, таблиця Д.2.2], а вага складу поїзда в разі ваги бруто однієї цистерни 168,8 т – $55 \cdot 168,8 = 9284$ т [53, с. 84], тобто не перевищує 10000 т.

6 ГАЛЬМА ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

6.1 Дискові гальма

Однією з найголовніших умов безпеки швидкісного руху поїздів як у разі відмови або неможливості застосування електродинамічного гальма, так і при автоматичному (екстреному) гальмуванні є розсіювання кінетичної енергії поїзда механічним гальмом. Дискове гальмо відноситься до механічних гальм фрикційної дії. Воно подібне до колодкового з тією різницею, що гальмові накладки пригніщуються не до поверхні катання коліс, як у колодкового гальма, а до спеціальних гальмових дисків. Залежно від місця розташування гальмових дисків розрізняють дискові гальма колісні та осеві. В **осевих** гальмові диски закріплюються на середній частині осей колісних пар; у **колісних** – або на колісних центрах, або на ступицях коліс. На рисунку 6.1 подано схеми двох основних різновидів дискових гальм із так званими **кلیщовими механізмами ГВП**.

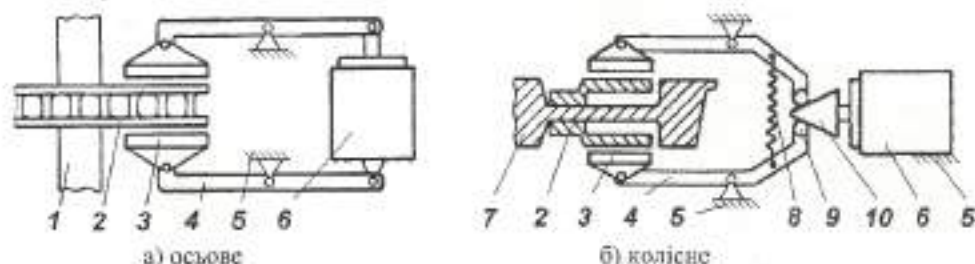


Рисунок 6.1 – Різновиди дискових гальм із кліщовими механізмами ГВП

(1 – ось колісної пари, 2 – гальмовий диск, 3 – гальмова накладка, 4 – важіль ГВП, 5 – рама візку, 6 – ГЦ, 7 – колесо, 8 – відпускна пружина, 9 – ролик, 10 – клин)

На рис. 6.1,б на прикладі дискового колісного гальма показано застосування у ГВП **вищої кінематичної пари** у вигляді клина 10, який взаємодіє з роликами 9 на кінцях важелів кліщового механізму. Таким чином, у відпруженому стані цього гальма ГЦ механічно не пов'язаний з ГВП, що зменшує кількість зайвих зв'язків, але потребує введення зовнішньої відпускної пружини 8 та характеризується більшими втратами на тертя порівняно з цілковитим шарнірним механізмом.

Конструкція колісного дискового гальма більш компактна порівняно з осевим, але неможливість розташування більш ніж чотирьох механізмів на одному двоосному візку стримує застосування цього різновиду дискового гальма. На сучасному етапі тільки **моторвагонний рухомий склад** обладнується колісним дисковим гальмом, оскільки на середніх частинах осей його колісних пар встановлюють тягові двигуни.

При гальмуванні з високих швидкостей руху пари тертя фрикційних гальм значно нагріваються. Близькість дисків колісного гальма до ступиці колеса спричиняє небажаний тепловий вплив на міцність посадки колеса на вісь. Осеве дискове гальмо дозволяє на середній частині однієї осі колісної пари розташувати до чотирьох гальмових дисків, що покращує умови їх охолодження, тому цей різновид набув найбільшого розповсюдження. Наприклад, типовий візок пасажирських вагонів західноєвропейських залізниць Y-32 (Франція), який призначено для руху зі швидкостями до 200 км/год, має по два гальмових диска на кожній осі. Пасажирський візок типу 25 ANr (Польща), який розраховано на рух зі швидкостями до 250 км/год, має по три гальмових диска на кожній осі. Візок SGP

Modular міжміських пасажирських поїздів ICE-2 (Німеччина), призначених для руху зі швидкостями до 300 км/год, має по чотири гальмових диска на кожній осі колісної пари.

Колісними дисковими гальмами обладнано електропоїзди ЕР200 (див. п. 2.2) та ЕР22; осьовими, серед рухомого складу, що експлуатуються на вітчизняних залізницях, – дизельпоїзди ДР1П і ДР1А та пасажирські вагони „Україна-2” (мод. 61-788 та 61-789Е) виробництва ВАТ „Крюківський вагонобудівний завод” (м. Кременчук). При цьому ГВП названих дизельпоїздів та електропоїзда ЕР200 подібно до схеми, що показано на рис 6.1,б, мають кінематичні пари у вигляді клинів та роликів. Розрахунок передаточного числа в цьому випадку вирізняється від методики, яку наведено у п. 4.1, тим, що слід враховувати кути нахилу поверхонь клина та кути прикладення сил до важелів. У свою чергу це призводить до того, що по мірі зносу накладок та диска зусилля їх взаємного натиснення дещо збільшується внаслідок подальшого заглиблення клина у простір між роликами. В решті підрахунок передаточного числа ГВП дискового гальма не має особливостей. Взагалі для дискових гальм характерні значення передаточних чисел механізмів ГВП близько двох одиниць. Наприклад, до однієї колодки електропоїзда ЕР200 передаточне число ГВП становить $n=1,7$.

На рисунку 6.2 показано типове сучасне компоновання осьового дискового гальма, яке набуло найбільшого розповсюдження на залізницях світу.

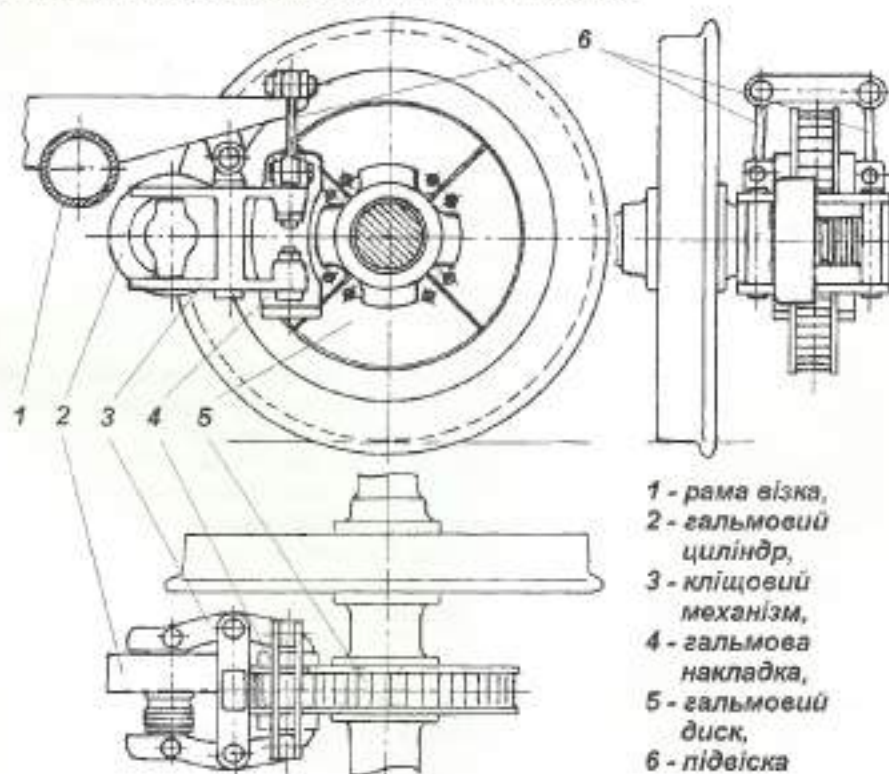


Рисунок 6.2 – Компоновання осьового дискового гальма

ГВП складається з двох важелів, на кінцях котрих підвишені башмаки з гальмовими накладками, а з іншого боку на цих же важелях підвищено гальмовий циліндр. Важелі за допомогою підвісок башмаків та спеціального кронштейна шарнірно прикріплюються до гальмової балки візка. Ці важелі, обертаючись навколо середніх залізків, закріплених на загальній для них розпори, притиснують накладки до дисків сивою, яка дорівнює

добутку сили на шпоні поршня гальмового циліндра та передаточного числа ГВП. Для регулювання ГВП у сучасних конструкціях дискових осьових гальм застосовуються ГЦ із вбудованим **авторегулятором** виходу штока залежно від зносу гальмових накладок, внаслідок чого досягається постійна величина зазору між накладками та диском. Раніше для періодичного ручного регулювання між важелями кліщового механізму застосовувалася розпорка змінної довжини.

Оскільки ГЦ закріплено на рамі візка, то при гальмуванні (коли накладки затиснюють диск) утворюється зв'язок між рамою візка та колісною парою, що **утруднює вписування візка в криві ділянки колії**. При гальмуванні вертикальне переміщення обресореної рами візка відносно колісної пари можливо шляхом зсуву гальмових накладок відносно гальмового диска (у разі подолання сили тертя) або обертанням ГЦ навколо його шарнірного підвищення. Для забезпечення поперечного переміщення застосовано **механізм паралелограма** у вигляді підвісок 6 (див. рис. 6.2). Завдяки тому, що ГЦ не пов'язано жорстко з рамою візка, він при гальмуванні коливається разом з колісною парою. Це конструктивне вирішення відповідає випадку жорсткого насадження гальмового диска на вісь колісної пари. Альтернативний варіант було реалізовано в осьових дискових гальмах поїзда РТ200 колісного СРСР, в якому гальмові диски поєднано з вагонною віссю **шлішевим з'єднанням**, що дозволяє диску переміщуватися вздовж осі.

Критерії вибору найкращих типів дискових гальм впливають із загальних вимог щодо гальмових систем вагонів та досвіду експлуатації існуючих гальм. При виборі типу дискових гальм доцільно розглянути в першу чергу ті, які мають важільні передачі якомога простої конструкції. Критеріями вибору кращих із них необхідно прийняти:

- середню величину питомої гальмової сили вагона;
- ступінь уніфікації деталей гальм для парку вагонів;
- економію від впровадження гальм.

Вибір механічної системи дискового гальма та його конструкційних параметрів також виконується на основі наявного досвіду експлуатації. Важливим фактором при виборі є отримання великої потужності гальмового пристрою при незначному питомому тиску на поверхнях тертя.

Механічна схема дискового гальма має певні **переваги** перед колодковим, завдяки яким дискове гальмо краще відповідає технічним вимогам при підвищених швидкостях руху поїздів. Розглянемо зазначені переваги в порядку їх значущості.

При дискових гальмах можна збільшити фактичну площу контакту диска з накладкою, створити рівну міцність диска з накладкою, застосувати спеціальний матеріал для диска та накладки з метою **створення якнайкращих умов тертя** та рівномірного зносу тіла з контртілом, що дозволяє підвищити інтенсивність гальмування та збільшити термін служби вузлів тертя. В разі застосування відповідних конструкційних матеріалів дискої гальма при менших габаритах дозволяють отримати більшу ефективність, ніж колодкові.

Дискові гальма є порівняно **простими за конструкцією**, вони не спричиняють теплового впливу на поверхню катання коліс, що дозволяє збільшити термін служби колісних пар та зменшити небезпеку послаблення бандажу коліс складеної конструкції від нагрівання під час гальмування. Більш проста ГВП дискового гальма забезпечує плавність і надійність гальмування, зменшує обсяги робіт при налагодженні в експлуатації. При її роботі створюється менше шуму для пасажирів. У дискових гальмах немає довгих поздовжніх тяг, важких траверс та підвісок, гальмових циліндрів великого діаметра та деяких інших пристроїв типового колодкового гальма.

Застосування осьового дискового гальма спрощує конструкцію розсувних колісних пар, що призначені для подолання розбіжностей в ширині колії залізниць різних країн. У разі осьових дискових гальм зменшується **перелік операцій із розсувними колісними парами на пунктах переходу між коліями різної ширини**.

Критичний аналіз значного практичного досвіду експлуатації дискових гальм на залізницях світу, в тому числі на вітчизняних, виявляє також і недоліки їх конструкцій. Дисковому гальму притаманні такі основні недоліки порівняно з колодковим.

Коефіцієнт зчеплення коліс із рейками при дискових гальмах в середньому на 10-15 % менший, ніж при колодкових. Це пояснюється відсутністю абразивної дії на поверхні катання коліс, які при колодковому гальмуванні очищуються. За названої причини дискові гальма на локомотивах практично не набули широкого застосування [54].

Для колодкового гальма протизонні пристрої до конструктивної швидкості руху 140 км/год не є обов'язковими. Дискові гальма у більшій мірі **потребують протизонних пристроїв**, які не тільки ускладнюють конструкцію гальмового обладнання вагона, але і викликають у середньому в 2,5 рази більші витрати стисненого повітря. Таким чином, при переході на дискові гальма для вагонів локомотивної тяги потрібно або оснащувати локомотиви більш потужними компресорами для живлення запасних резервуарів більшого об'єму, або відповідно зменшувати кількість вагонів у складі поїзда.

За правилами тягових розрахунків всі сили, що діють на одиницю рухомого складу, приводяться до місця контакту коліс із рейками. При перенесенні натиснення гальмової накладки на диск в місце контакту колеса з рейкою відбувається **програш у силі**, який пропорційний відношенню r/R (тут r – середній радіус прикладення натиснення гальмової накладки на диск, а R – радіус кола катання колеса). Оскільки при насадженні на загальну вісь діаметр гальмового диска фізично не може перевищувати діаметра колеса, то зусилля натиснення при дисковому гальмі завжди прикладатиметься на меншому радіусі, ніж при колодковому. Це потребує для отримання гальмової сили рівної з колодковим гальмом (в разі інших незмінних умов) або відповідного збільшення натиснення гальмових накладок, або збільшення кількості гальмових дисків на одній вагонній осі. Особливістю дискового гальма є збільшення його гальмової дії внаслідок обточування коліс (при зменшенні діаметра коліс). У колодкового гальма названа залежність зменшується шляхом регулювання ГВП (див. п.п. 4.4.2, 4.4.3).

Менші площа поверхні та вага гальмового диска порівняно з колесом є причиною гіршого розсіювання чавунними дисками тепла, яке утворюється при гальмуванні. Для дискових гальм характерним дефектом є так званий **„прижог диска”**, коли на поверхні тертя чавунного диска утворюється п'ятно від термічних мікротріщин. На фронтальній проекції (рис. 6.2) видно, що чавунний диск складається з чотирьох знімних секторів однакової площі для можливості заміни лише пошкодженої його частини. Тому актуальним є застосування спеціальних матеріалів тіла та контртіла пари тертя, таких як кераміка. Наприклад, керамічні гальмові диски фірми Daimler-Chrysler без пошкоджень витримують нагрівання до 2000°C, вони втричі легші за чавунні, але такі гальмові диски мають значну вартість [55].

Динаміка колісної пари, яка обладнана гальмовими дисками, погіршується, оскільки зростає її **необресорена маса**. Від збільшення інерції мас, що обертаються, зростає **опір руху поїзда** з такими колісними парами. Для зменшення зазначеного небажаного впливу в дискових гальмах слід застосовувати фрикційні диски з матеріалів малої власної ваги.

До елементів конструкції дискового гальма, особливо осового типу, через їх розташування **ускладнено доступ при обслуговуванні в експлуатації та при ремонті**. Наприклад, для швидкої заміни зношених фрикційних накладок потрібні спеціальні ремонтні позиції у вигляді міжрейкових проїзків. Таким чином, сучасна конструкція дискового гальма повинна забезпечувати відповідність як термінів служби гальмових дисків і колісних пар, так і працездатності гальмових накладок та міжремонтного періоду вагона. Крім того, перспективні вагони з дисковим гальмом повинні бути достатньо автоматизованими для виключення ручних операцій в експлуатації щодо регулювання ГВП та відслідковування працездатності гальма.

У дискового гальма точки у фрикційному контакті тіла з контртілом знаходяться на різних радіусах відносно осі обертання колісної пари, тому лінійні швидкості цих точок різні, що викликає **нерівномірний знос накладок** за відсутності „плаваючого“ способу закріплення останніх. Типове колодкове гальмо також характеризується нерівномірним зносом колодок, хоча вони діють в іншій площині відносно дискових гальм. Разом з цим, за рахунок певного розташування колодки можуть бути створені умови для рівномірного її зносу (див. п. 6.5.1). Кліноподібний знос гальмових колодок щодо пасажирських та вантажних вагонів розглянуто в п.п. 4.2.2 та 4.2.3 відповідно.

Відомо, що на швидкості руху поїзда понад 200 км/год аеродинамічний опір від зустрічного повітря перевищує опір від механічного тертя. Гальмові диски з метою кращого їх охолодження між двома поверхнями тертя мають ребра (див. рис. 6.1,а та 6.2), які окрім вентиляційного ефекту також **збільшують аеродинамічний опір**. Наприклад, за даними німецьких авторів на швидкості руху 250 км/год на кожен гальмовий диск, внаслідок створюваного ним аеродинамічного опору, витрачається до 4 кВт потужності тягових двигунів [56].

На завершення цього розділу розглянемо сучасне вітчизняне дискове гальмо пасажирських вагонів типу „Україна-2“, схему якого подано на рисунку 6.3 [57]. На цьому рисунку електродоти умовно не показано, аби не ускладнювати сприйняття матеріалу, разом з цим слід пам'ятати, що дана схема дозволяє керувати гальмами як пневматичними, так і електричними сигналами, причому основним є ЕПГ.

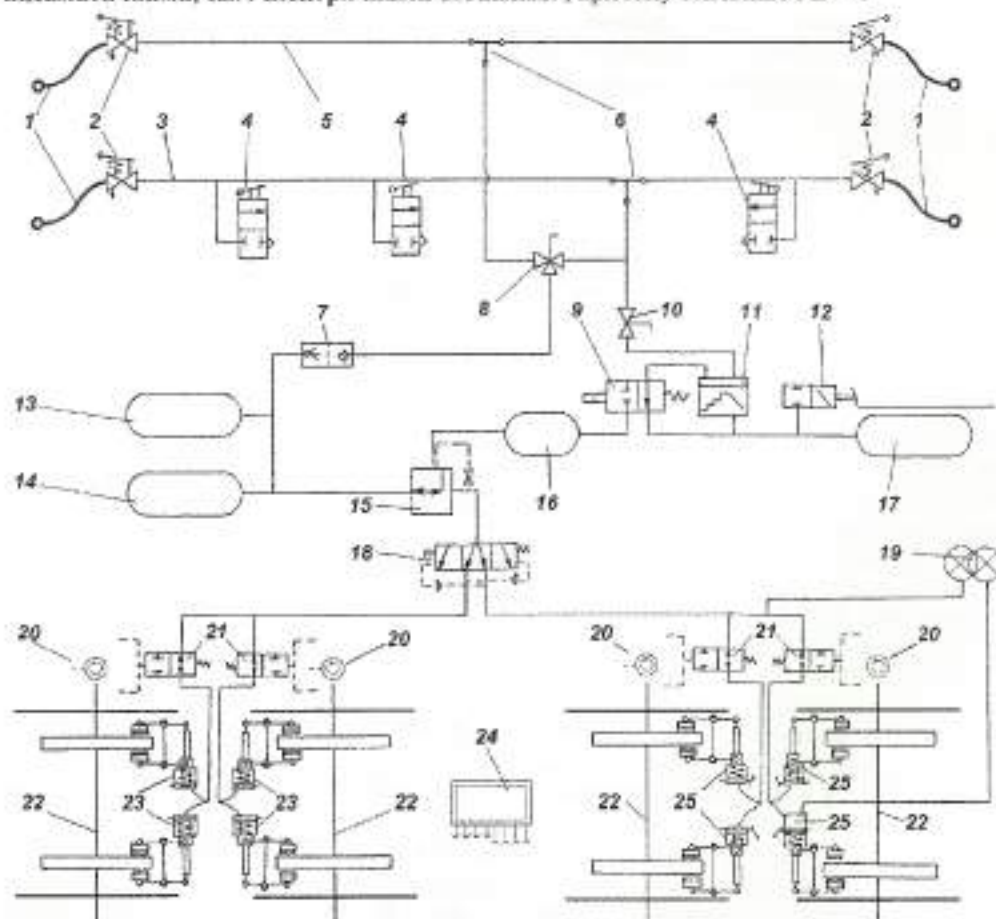


Рисунок 6.3 – Схема гальмового обладнання вагона типу „Україна-2“

Із газомовним обладнанням за рис. 6.3, вагон може бути включено як до складу поїзда з локомотивною тягою, так і до складу електропоїзда. Для цього передбачено два підвагонних повітропроводів: напорний 5 та магістральний 3, кожен з яких має власні кінцеві крани 2 зі з'єднувальними рукавами 1. ГМ обладнано кранами екстреного гальмування 4. Обидва повітропроводи оснащені трійниками 6, відводи яких під'єднано до триходового крана 8. Цей кран може бути вручну переключено в одне з двох положень для накопичення стисненого повітря в резервуарах живлення 13 та 14 через зворотний клапан 7 із фільтром: або від напорної магістралі, або від ГМ. Вагон має типовий набір елементів пасажирського гальмового пневмообладнання: роз'єднувальний кран 10 №372; ЕПР 9 №305; ПР 11 №292М; випускний клапан 12 №31Б з повідем для ручного керування; ЗР 17 типу Р7-78; стоп-крани 4 №163; кінцеві крани 2 №190; з'єднувальні рукави 1 №369А з електроконтактом та обидва повітропроводи з труб, що мають діаметр проходу $1\frac{1}{4}$ ". Оскільки застосовано командний тип схеми (див. п. 2.3.3) даного гальмового обладнання, воно має резервуар 16, що імітує гальмовий циліндр, та повторювач – реле тиску 15. Таким чином, типові гальмові прилади цього вагона працюють лише на наповнення (при гальмуванні) або спустошення (при відпуску) резервуара 16 з метою отримання відповідного пневмосигналу для реле тиску 15. Відповідно до отриманого пневмосигналу через згадане реле тиску, запобіжний клапан 18 та скидаючі клапани 21 стиснене повітря надходить: а) під час гальмування – із резервуарів живлення 13 та 14 до гальмових циліндрів 23 та 25; б) під час відпуснення гальм – із названих гальмових циліндрів до атмосфери.

Розглянута схема реалізує **протизонний захист**. Всі колісні пари 22 вагона обладнано електричними осьовими датчиками 20, від яких на входи електронного мікропроцесорного блоку керування 24 протизонного пристрою подаються електричні сигнали, що пропорційні поточній частоті обертів колісних пар. До відповідних виходів блоку керування під'єднано кожен із скидаючих клапанів 21. В разі заклинювання якоїсь колісної пари при гальмуванні (або початку руху юзом) блок керування виробляє електричний сигнал, яким автоматично відкривається скидаючий клапан і стиснене повітря із відповідних гальмових циліндрів виходить до атмосфери, доки не відновляться обертання цієї колісної пари.

Кожен ГЦ має відпускну пружину та вбудований авторегулятор виходу штока, що забезпечує постійну величину зазору між гальмовими накладками та гальмовим диском на рівні $1,5\pm0,5$ мм незалежно від зносу поверхонь тертя. Застосовано гальмові накладки з композиційного матеріалу. Гальмові циліндри під'єднано до повітропроводів за допомогою гнучких з'єднувальних рукавів. При цьому для ГЦ, які діють на загальну для них колісну пару, наповнюються від одного повітропроводу. На візку котлової сторони вагона всі ГЦ 25 під'єднано до приводу **ручного гальма**.

Для поліпшення умов праці озидачів вагонів під час випробування гальм у експлуатації вагон „Україна-2” обладнано індикатором 19 стану гальмової системи, оглядальне скло якого знаходиться зовні бокової стіни вагона. До згаданого індикатора під'єднано один із ГЦ котлового візка вагона та повітропровід, що іде до ГЦ котлового візка від резервуарів живлення 13 і 14. **Правило читання** кольорів показника індикатора таке:

- білий – у резервуарах живлення відсутнє стиснене повітря (гальмо непрацездатне);
- зелений – гальмо знаходиться у відпущеному стані, в резервуарах живлення є запас стисненого повітря;
- червоний – гальмо знаходиться у загальмованому стані.

В якості резервуарів живлення використовуються резервуари типу Р7-78. Об'єм резервуара 16, який імітує гальмовий циліндр, становить 16 л. Як повторювач 19 використовується реле тиску №404. Надлишковий тиск у ГЦ становить: а) при першому ступені пневматичного гальмування (розрахункове зменшення тиску в ГМ на $0,4 \text{ кГ/см}^2$) – $1\ldots2 \text{ кГ/см}^2$; б) при повному службовому гальмуванні – $3,8\ldots4,1 \text{ кГ/см}^2$.

6.2 Електромагнітні рейкові гальма

6.2.1 Конструкції

Більшість широко вживаних в теперішній час гальм рухомого складу діють на колеса, тому обмеження потужності таких гальмових засобів визначається коефіцієнтом зчеплення коліс із рейками. Цей коефіцієнт майже повністю реалізується сучасним рухомих складом, а, отже, практика потребує нових технічних вирішень. На основі вітчизняного та закордонного досвіду проектування й експлуатації гальмових систем передбачається ряд нових перспективних напрямків гальмобудування, розроблені рекомендації щодо диференційного застосування різних типів гальм залежно від швидкостей руху. Останнім часом все ширше використовуються рейкові гальмові засоби, дія яких не залежить від коефіцієнта зчеплення коліс із рейками. Застосування їх у доповнення до пневматичного або електропневматичного гальма дозволяє зменшити гальмову путь на 30...40 %.

У вітчизняній та закордонній практиці розповсюдження набули електромагнітні рейкові гальма (ЕМРГ) фрикційної дії, які використовуються на швидкісному пасажирському та промисловому вантажному рухомих складі. ЕМРГ розрізняються за родом струму, конструктивним виконанням полюсів та котушок башмаків, способами підвішування башмаків на візках рухомого складу, електричними схемами живлення та управління [58]. Слід нагадати, що ЕМРГ було вперше запропоновано ще у 1899 р. В першому варіанті конструкції магнітне поле башмака замикалося рейкою у поздовжньому напрямку. Трохи пізніше, у 1906 р., з'явилася конструкція ЕМРГ, в якій магнітне поле замикалося в поперечному відносно рейки напрямку. На терезах колійного СРСР перші випробування ЕМРГ типу ТРМ-4 було здійснено у 1956 р. на поїздах Московського метрополітену, а продовжено – на різних трамваях.

Взагалі, в якості джерел живлення ЕМРГ використовуються вагонні акумуляторні батареї, контактна електромережа або тягові електродвигуни, які при гальмуванні працюють у генераторному режимі. Найбільш розповсюджено є спосіб електроживлення від підвагонних акумуляторних батарей.

Відомі конструкції ЕМРГ з поперечним і поздовжнім магнітним потоком відносно головки рейки, що ілюструє рисунок 6.4. Практикою доведена перевага конструкцій з поперечним магнітним потоком, якою реалізується більша сила притягання башмака при однакових магніторухливих силах соленоїдів названих різновидів ЕМРГ.

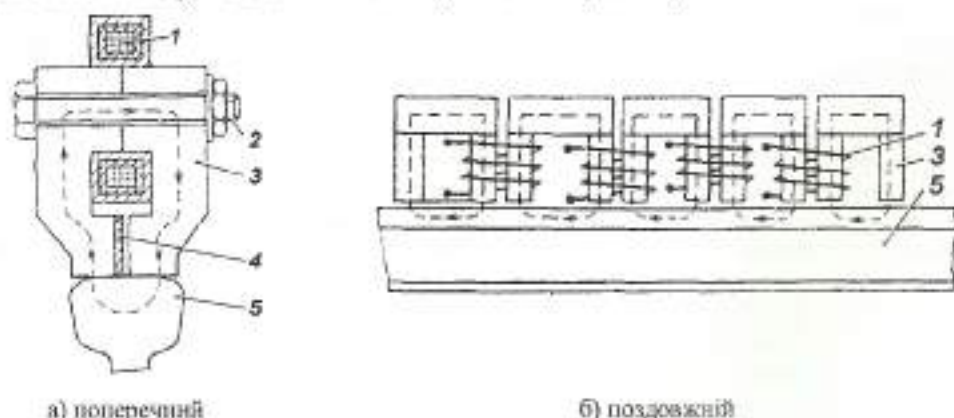


Рисунок 6.4 – Схеми магнітних потоків (лінійні) ЕМРГ
(1 – соленоїд; 2 – зтяжний болт; 3 – магнітний полюс однієї секції башмака;
4 – діамагнітна вставка; 5 – рейка)

У серийному виробництві конструкції башмаків ЕМРГ швидкісних поїздів РТ200 і ЕР200, а також маневрових тепловозів ТГМ6А і ЧМЭ2 та тягових агрегатів ПЭ2, ПЭ2М, ОПЭ1А, ОПЭ2 виготовляються з магнітопроводом із сталі марок Ст2 або Ст3. Залежно від умов експлуатації башмаки ЕМРГ можуть виконуватися з **суцільними** або **секційними** полюсами, зі **змінними** або виконаними за одне з полюсом **фрикційними** накладками.

Секційні башмаки за гальмовою ефективністю значно кращі, ніж суцільні. Значні значення загальної довжини башмака 800...1420 мм, довжина однієї секції 95...100 мм. У секційного башмака при однакових габаритних розмірах із суцільним башмаком площа дотику з рейкою більша, ніж у суцільного, оскільки магнітні секції можуть переміщуватися вільно і незалежно одна від одної та входить в контакт з рейкою, ніби "обтікає" рейку. Різниця в площах дотику буде особливо великою при гальмуванні в процесі руху по нерівномірно зношених рейках, на стиках та 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. Башмаки із суцільними полюсами мають силу притягання до рейок на 10-15% більше порівняно з башмаками, виконаними зі змінними накладками.

ЕМРГ на магістральному рухомому складі призначені для роботи в режимі екстреного гальмування. Однак в наш час з'явилася необхідність використання на промисловому транспорті ЕМРГ при будь-якій дії пневматичного гальма. Це призведе до різкого збільшення зносу башмаків і скороченню терміну їх служби. При граничному зносі суцільних полюсів необхідно повністю замінювати їх новими, що економічно недоцільно. В башмаках зі змінними накладками потребують заміни тільки ті накладки, які найбільш зношені, що можна виконати з меншими затратами праці, навіть при зупинках на маршруті руху. Таким чином, башмаки зі змінними накладками доцільно використовувати при проєктуванні ЕМРГ для маневрових локомотивів і промислового рухомого складу.

С конструкції ЕМРГ із живленням соленоїдів як **постійним**, так і **змінним струмом**. Найбільше розповсюдження отримали ЕМРГ постійного струму, оскільки вони простіші за конструкцією та надійніші в експлуатації.

Залежно від величини зазору між поверхнями взаємного тертя рейки та башмака у неробочому (відпущеному) стані башмака розрізняють три види підвіски башмаків ЕМРГ:

- низька (або трамвайна) має зазор 8...10 мм – застосовується на вагонах трамваїв та метрополітені, тобто при відносно малих швидкостях руху;
- середня (або промислова) з висотою підвіски башмака близько 50 мм – застосовується переважно на локомотивах та вагонах-думпкарах промислового транспорту при ухилах профілю колії до 80 ‰ і малих швидкостях руху;
- висока (або залізнична) з висотою башмака над рейкою до 150 мм – на швидкісному та високошвидкісному магістральному залізничному рухомому складі.

У вітчизняній та закордонній практиці на залізничному транспорті башмаки ЕМРГ встановлюються на висоті 50...150 мм над рівнем головок рейок. Відомі різні схеми підвішування башмаків на візках: на гумових амортизаторах; на пневматичних циліндрах; за допомогою пружин (циліндричних або торсійних). Способи підвішування башмаків ЕМРГ показано на рисунках 6.5-6.7.

В конструкціях з пневматичним підвішуванням підйом башмаків, як правило, здійснюється зусиллям пружин, встановлених в циліндрах-підйомниках. У відповідності з розрахунками надійне утримання башмаків в піднятому положенні може бути гарантовано при зусиллі пружин, що в 1,3 раза більше ваги підвішених частин гальма. В деяких конструкціях підйом башмаків здійснюється за допомогою стисненого повітря.

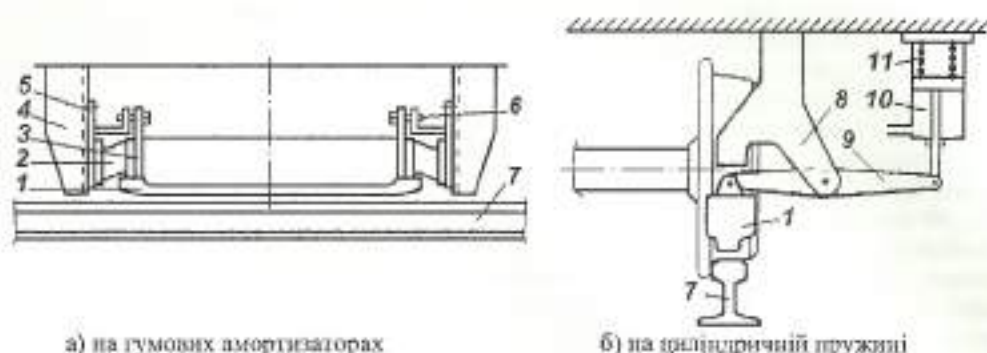


Рисунок 6.5 – Схеми підвішування башмаків ЕМРГ
(1 – башмак, 2 – амортизатор, 3 – планка, 4 – напрямна, 5 – кронштейн, 6 – запобіжний болт, 7 – рейка, 8 – важіль, 9 – опора з упором, 10 – пневмоциліндр, 11 – пружина)

Найчастіше застосовується підвіска башмака ЕМРГ на двох циліндрах (рис. 6.6, а). На тягових агрегатах застосовується одноциліндрова підвіска (рис. 6.6, б) з регулюванням висоти підйому башмака ЕМРГ за допомогою муфти 7 і тяги 8. Тяги з'єднані важелями 6 зі штоком пневматичного циліндра 3, який живиться стисненим повітрям від напорної магістралі. Опускання башмака здійснюється при подачі в циліндр стисненого повітря, підйом – за рахунок зусилля пружин. Проведені в експлуатаційних умовах випробування показали надійну роботу одноциліндрової системи підвішування башмаків ЕМРГ.

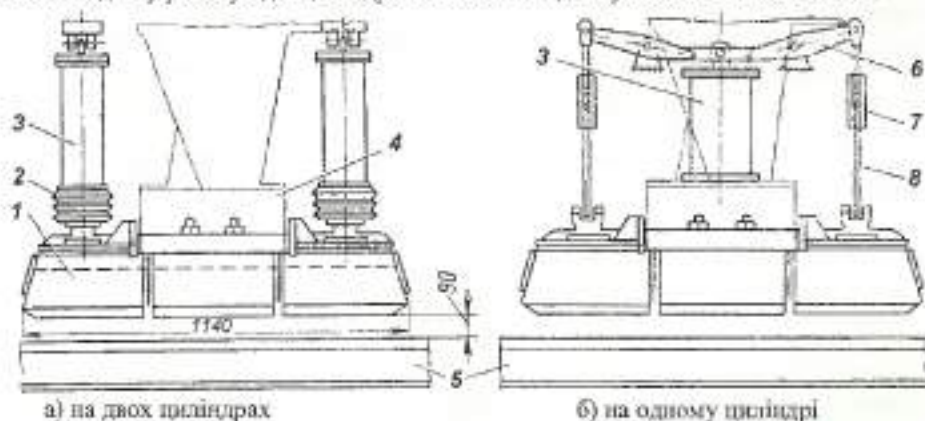


Рисунок 6.6 – Схеми підвішування башмаків ЕМРГ на пневмоциліндрах
(1 – башмак, 2 – чехол, 3 – пневмоциліндр, 4 – кронштейн, 5 – рейка, 6 – важіль, 7 – регулююча муфта, 8 – тяга)

Слід зупинитися на оригінальності підвішування, показаного на рис. 6.7. Привод башмака складається з двох важелів 2 і 7, з'єднаних між собою тягою 1 і змонтованих на двох кронштейнах 6. До важелів за допомогою валіків 3 на підвісках 9 шарнірно підвішений гальмовий башмак 12, встановлений між двома напрямними 8. Для передачі зусиль, які виникають при гальмуванні, башмак з обох сторін має упори 11 з гумовими прокладками 10 для гасіння коливань. При подачі стисненого повітря в циліндр 5 його шток, висуваючись, повертає важелі 2 і 7, башмак знижується та притиснується рейки 13. При винуску повітря в атмосферу пружина 4 відводить важелі в початкове положення і башмак підіймається, а кінці важелів з підвісками 9 навішуються на кронштейни 6.

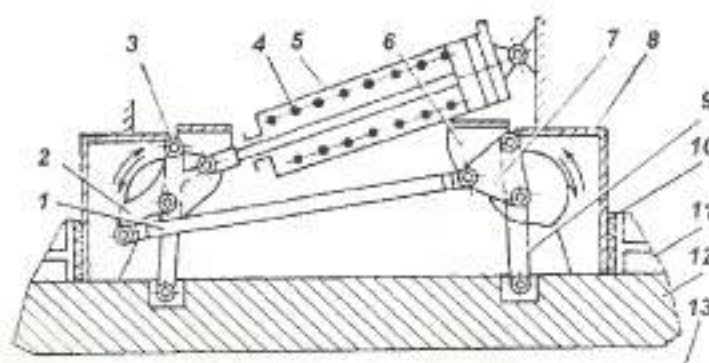


Рисунок 6.7 – Варіант привода башмака ЕМРГ

На рисунку 6.8 представлені варіанти схем сумісної дії ЕМРГ та пневматичного гальма. При екстреному гальмуванні спрацьовує прискорювач пневматичного гальма. При цьому (рис. 6.8,а) з'єднується запасний резервуар (ЗР) з допоміжним повітродіподільником 7, через який повітря надходить до порожнини камери 5. Під тиском стисненого повітря поршні, які розміщені в камері, приходять у дві. Поршень 6 грає роль фіксатора башмака ЕМРГ у неробочому піднятому положенні. Рух поршня 4 забезпечує зниження башмака 1 на рейку. Одновременно за допомогою поршня 3 замикається контакт 2, створюючи ланцюг електричного живлення соленоїдів башмака.

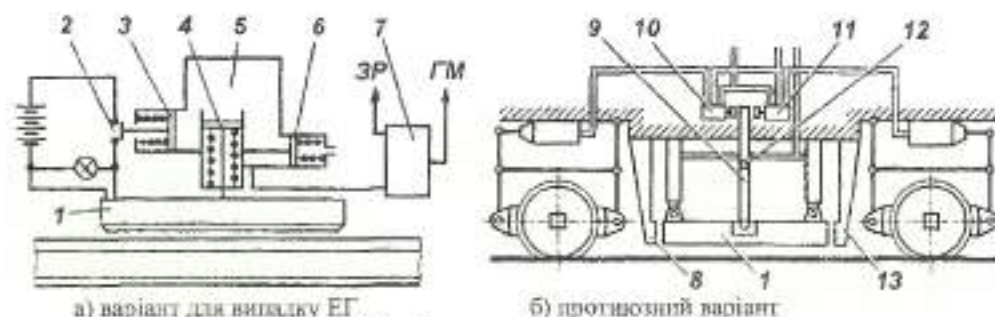


Рисунок 6.8 – Схеми автоматизації дії ЕМРГ

Великі уповільнення при сумісній дії колодкового й електромагнітного рейкового гальм викликають розвантаження задніх за напрямом руху осей рухомого складу. Відомі пристрої, які регулюють за допомогою привода ЕМРГ силу натиснення гальмових колодок з урахуванням розвантаження колісної пари. В таких пристроях башмак 1 (рис. 6.8,б) встановлений із зазорами у напрямних кронштейнах 8 і 13. В процесі гальмування башмак діє через важіль 9, який має шарпір 12, на одне з двох реле 10 або 11. Залежно від дії важеля 9 відповідне реле забезпечує зменшення тиску в гальмовому циліндрі задньої колісної пари за ходом руху.

При проєктуванні електромагнітних рейкових гальм треба приділяти особливу увагу вибору схеми передачі гальмової сили від башмака до візка. На рисунку 6.9 представлено декілька варіантів таких схем. Найчастіше використовуються схеми, вказані на рис. 6.9,а-б (передача сил через упори та кронштейни). Схема за рис. 6.9,в (передача сил за допомогою тросів) потребує точного регулювання зусилля натягу тросів. При варіанті за рис. 6.9,г (передача сил за допомогою тяг з кульковими головками) виникають утруднення у виготовленні та заміні зношуваних бронзових підшипників кулькових головок.

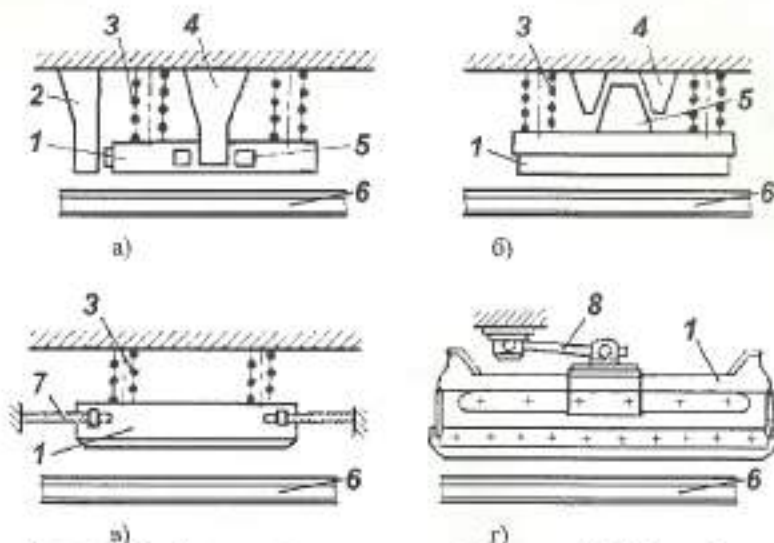


Рисунок 6.9 – Схеми передавання сил від башмака ЕМРТ на візок (1 – башмак, 2 – боковий кронштейн візка, 3 – пружина підвішування, 4 – центральний кронштейн візка, 5 – упор, 6 – рейка, 7 – трос, 8 – тяга з кульковими головками)

Більшість конструкцій ЕМРТ принускає нахилність поперечних тяг між башмаками одного візка для забезпечення їх стійкого положення на рейках і кращого розподілу гальмової сили на кривих ділянках колії.

6.2.2 Розрахункові формули

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 натиснення. Гальмову силу кожного башмака можна визначити відомими методами: перерахунком за отриманою довжиною гальмової нуті (див. приклад 3 п. 5.5); за допомогою безпосереднього вимірювання тензодинамометром або розрахувати за формулою

$$B_T = F \cdot \varphi_e, \quad (6.1)$$

де F – сила притягання башмака ЕМРТ 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 або експериментально за допомогою динамометра методом відриву від рейки на стенді, або за виміряними магнітною індукцією чи магнітним потоком у робочому зазорі розрахувати за формулою

$$F = \frac{\Phi^2}{9,8 \cdot \mu_0 \cdot S} = \frac{B_m^2 \cdot S}{9,8 \cdot \mu_0}, \quad (6.2)$$

де Φ – магнітний потік, Вб;

S – площа контакту з рейкою одного полюса башмака, м²;

μ_0 – магнітна проникність повітряного зазору, 4 $\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м;

B_m – магнітна індукція в робочому зазорі між башмаком і рейкою, Вб/м².

Сила притягання башмака ЕМРТ до рейки залежить від типу рейки, величини повітряного зазору між башмаком і рейкою, стану поверхонь в зоні їх контакту, часу ввімкнення гальма та інших факторів. Як показали досліді в натурних умовах, дійсна величина сили притягання башмака ЕМРТ до рейки на 30-40 % нижче розрахункової.

На основі обробки експериментальних даних, отриманих в натурних та лабораторних умовах при дії всіх типів ЕМРГ рухомого складу залізничної колії 1520 мм, були виведені емпіричні формули для визначення дійсного значення коефіцієнта тертя ϕ електромагнітного рейкового гальма залежно від швидкості руху, питомого тиску, матеріалу магнітопроводу та міжполюсної вставки в зоні контакту з рейкою.

Для сталевих башмаків рекомендується така формула

$$\phi_c = 0,032 \frac{15 - q}{14,9 - q} \frac{417 - V}{29 + V}, \quad (6.3)$$

де q – тиск на рейку від башмака ЕМРГ;

V – швидкість руху, км/год.

Формула (6.3) отримана в діапазоні швидкостей руху від 10 до 160 км/год і при питомих тисках від 9 до 14 кГ/см² (звичайне значення знаходиться в межах 12...12,5 кГ/см²). При швидкостях руху менше 10 км/год шуканий коефіцієнт тертя рекомендується розраховувати шляхом лінійної інтерполяції між його значенням, отриманим за формулою (6.3) для швидкості руху 10 км/год та його значенням 0,37, яке відповідає нульовій швидкості. Для швидкостей від 160 до 200 км/год слід виконувати лінійну інтерполяцію між розрахунком за формулою (6.3) значенням для швидкості 160 км/год та значенням 0,04, яке відповідає швидкості 200 км/год.

В якості експериментального варіанту були випробувані башмаки ЕМРГ із чавуну з кулькоподібним графітом, для яких залежність дійсного значення коефіцієнта тертя від швидкості руху виражена формулою (для швидкостей руху від 0 до 180 км/год)

$$\phi_{ch} = 0,035 \frac{121 + V}{1,8 + V}. \quad (6.4)$$

В результаті натурних випробувань рухомого складу, обладнаного ЕМРГ, були отримані дійсні значення гальмової сили B_r (кГ) для різних типів башмаків на залізничному рухомому складі.

Для башмаків ЕМРГ швидкісних поїздів РТ200 та ЗР200:

$$B_r = \begin{cases} 1564 \cdot \exp^{-0,0123 \cdot V} & , \text{ при швидкостях руху } 0...20 \text{ км/год,} \\ 1212 \cdot \exp^{-0,005 \cdot V} & , \text{ при швидкостях руху } 21...200 \text{ км/год.} \end{cases} \quad (6.5)$$

Питома гальмова сила (кГ/тс) від дії ЕМРГ визначається за формулою (подібною до відповідної формули з п. 5.1.2)

$$b_{ra} = 1000 \cdot \beta_c \cdot \phi_c, \quad (6.6)$$

де β_c – дійсний гальмовий коефіцієнт поїзда при ввімкненні тільки ЕМРГ.

Питома гальмова сила від дії різновидних колодок в поїзді визначається відомим методом перерахунку, виходячи з рівності довжин гальмових путей при кожному з типів колодок (див. приклад 3 з п. 5.5).

Дійсний гальмовий коефіцієнт поїзда з ЕМРГ

$$\beta_c = \frac{n \cdot F}{P + Q}, \quad (6.7)$$

де n – кількість башмаків ЕМРГ в поїзді;

F – дійсна (приймається на 30-40 % менше розрахункової) сила притягання одного башмака ЕМРГ до рейки, тс;

P – вага локомотива, т;

Q – вага вагонів складу поїзда, т.

Часто на практиці замість дійсних використовують розрахункові значення натиснення та коефіцієнта тертя, які пов'язано формулою (5.1). Основний питомий опір руху поїзда визначається за даними з табл. 5.7 та формулою (5.21).

Довжина гальмової путі при одночасній дії ЕМРГ та традиційного (колодкового або дискового) фрикційного гальма розраховується за методикою з п. 5.3.3. При цьому необхідно усереднити час підготовки гальм до дії. Для ЕМРГ час підготовки до дії

приймається на рівні 2...3 с. У розрахунковій формулі для дійсної гальмової путі в якості питомої гальмової сили використовують доданок гальмових сил фрикційного гальма та ЕМРГ.

На магістральному залізничному транспорті колишнього СРСР з 1972 р. використовувався швидкісний поїзд РТ-200, який мав склад постійного формування з восьми пасажирських вагонів міжблещного типу. Конструкційна швидкість цього поїзда становить 200 км/год, на ньому в якості допоміжного гальма використовувався ЕМРГ типу ТРМ-10. На кожному двохвісному візку типу ТСК-1 у просторі між колісними парами над кожною з рейок було встановлено по одному гальмовому башмаку ЕМРГ. Ці башмаки з'єднувалися між собою двома поперечними з'єднаннями для кращого розподілу гальмової сили на кривих ділянках колій. Основні параметри башмака: а) висота підвіски над рівнем головки рейки – 140 мм; б) габаритна довжина – 1400 мм; в) вага – 290 кг; г) розрахункова сила притягання до рейки – 10 тс; д) споживана електрична потужність – 1,5 кВт. Розрахункове осьове натиснення для вагонів поїзда РТ-200 від дії ЕМРГ – 8,5 тс (у перерахунку на чавунні колодки). Параметри башмака поїзда ОР-200 наведено у п. 2.2.

6.2.3 Особливості експлуатації

Обладнання сучасного швидкісного рухомого складу ЕМРГ в якості допоміжного гальма дозволить зберегти на залізницях існуючу розстановку колійних сигналів, розраховану в попередні роки при менших швидкостях руху. Цей фактор є головним і вирішальним для впровадження даного гальма з точки зору забезпечення безпеки руху. Дія ЕМРГ не залежить від осьового навантаження вагона і до того ж не викликає термічного пошкодження та абразивного зносу поверхонь катання коліс. На башмаках ЕМРГ за рахунок магнітного притягання концентруються продукти зносу сталевих поверхонь рухомого складу (металевий пилю), що покращує ізоляційні властивості рейкових електроланцюгів. ЕМРГ ковзання значно покращує умови зчеплення коліс рухомого складу з рейками під час гальмування, оскільки механічно очищує рейки.

Однак, поряд із вказаними вище перевагами, ЕМРГ має такі недоліки. Конструкції візків з ЕМРГ відрізняються значною вагою та підвищеною вартістю як при виробництві, так і в експлуатації. Для ЕМРГ характерною є значна витрата електроенергії при гальмуванні. В разі значного часу гальмування ймовірно є утворення термічних тріщин на головках рейок. Час увімкненого стану ЕМРГ (час гальмування) обмежується теплостійкістю ізоляції соленоїдів і в середньому складає близько 1 хв.

Гальмова сила ЕМРГ залежить не тільки від факторів конструкційного характеру, але також і від експлуатаційних умов. На вологих рейках гальмова сила ЕМРГ зменшується приблизно на 10 %, а на забруднених мастилом – на 25 %. Із збільшенням швидкості руху вагона зменшується питома сила притягання башмака до рейки.

В умовах ПТО перевірка спрацювання ЕМРГ виконується шляхом екстреного ЕПГ. Величина гальмової сили ЕМРГ регулюється зміною опору в електроланцюгу цього гальма. В експлуатації потрібно слідкувати за станом поверхонь тертя башмака, оскільки павільність „наварів” на робочих поверхнях зменшує ефективність ЕМРГ.

При одночасній дії традиційного фрикційного гальма з ЕМРГ можливе виникнення значного уповільнення рухомого складу, що не тільки створює неприємні психофізіологічні відчуття у пасажирів, але і призводить до звантаження осей рухомого складу. Тому для забезпечення плавної зупинки доцільно вимикати ЕМРГ при зменшенні швидкості руху поїзда нижче певної величини. При дії ЕМРГ разом із колодковим гальмом вимкнення допоміжного гальма доцільно виконувати на швидкостях 50 км/год і менших. На таких швидкостях, як відомо, вже достатньо збільшується коефіцієнт тертя гальмових колодок. У разі сумісної дії ЕМРГ та дискового гальма рекомендована відповідна гранична швидкість руху приблизно удвічі менша. Хоча в останньому випадку звичайно не спостерігається перевищення припустимого уповільнення рухомого складу,

однак вимкнення ЕМРГ запобігає зайвим як розрядженню акумуляторної батареї, так і нагріванню соленоїдів башмаків.

Дія ЕМРГ призводить до збільшення навантаження коліс рухомого складу на рейки. Ця обставина може використовуватися на локомотивах для збільшення зчеплення коліс із рейками, що поліпшує тягові якості. Але дія ЕМРГ збільшує також і механічне навантаження шийок осей колісних пар рухомого складу, що потребує відповідного врахування при проектуванні.

6.3 Магніторейкові гальма

На відміну від ЕМРГ гальмо, що діє на постійних магнітах, прийнято стисло називати – магніторейковим або скорочено МРГ. У СРСР МРГ було винайдено у 1970 р. (а.с. №334108). Основні переваги МРГ над ЕМРГ такі:

- немає потреби в електроживленні під час гальмування;
- час знаходження у ввімкненому стані необмежений (що дозволяє використовувати гальмо не тільки як екстрене, але і як стоянкове);
- значно менші експлуатаційні витрати на утримання.

Однак до останнього часу постійні магніти поступалися електромагнітам у зусиллі притягання. Зараз певних успіхів досягнуто в технологіях виготовлення так званих надпотужних магнітів, наприклад зі сплаву *Nd-Fe-B* (неодім-залізо-бор), тому МРГ дедалі стають все більш актуальними.

Як і ЕМРГ, так і фракційне гальмо на постійних магнітах мають однаковий принцип дії та класифікацію щодо висоти підвішування башмака у неробочому стані (див. п. 6.2). При опусканні на рейку башмака, який має магнітні властивості, між ними виникає зусилля притягання, внаслідок чого (за рахунок тертя) з'являється гальмова сила. Силкові блоки МРГ, подібно до ЕМРГ, можуть бути виготовлені таким чином, що будуть створювати відносно рейок або поздовжні, або поперечні магнітні потоки (див. рис. 6.4). Конструкційну схему башмака МРГ із поздовжнім магнітним потоком зображено на рисунку 6.10.

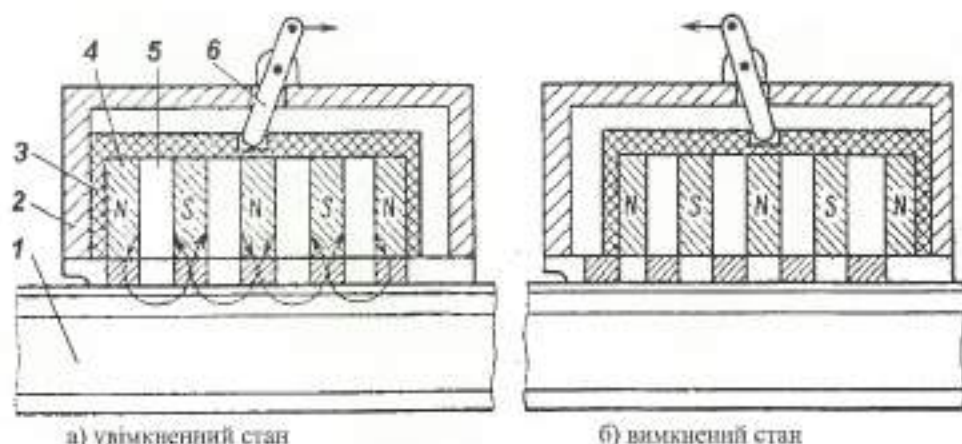


Рисунок 6.10 – Башмак МРГ із поздовжнім магнітним потоком
(1 – рейка; 2 – корпус; 3 – діамагнітні прокладки; 4 – магніт; 5 – вставки; 6 – важіль)

Під дією зусилля спеціального пневмоциліндра через важіль 6 силловий блок (тобто склеєні між собою магніт 4 та вставка 5) переміщується в поздовжньому

напряжку на певну відстань відносно розташованої знизу фрикційної діамантної накладки, що має вкладишні з магніто-м'якої електротехнічної сталі (АРМКО-залізо). При цьому постійні магніти або вмикаються, або вимикаються. В увімкненому стані магніти силового блока сумішуються з вкладишами, і магнітний потік, який замикається через рейку, створює зусилля притягання башмака до рейки.

Гальмовий блок МРГ, яке розроблено фірмою Oerlikon-Knorr Eisenbahntechnik (Німеччина), схематично показано на рисунку 6.11 [59]. Це МРГ має сердечник 3 постійного магніту, що встановлений у спеціальній опорі 2. Випливу для розтоплення льоду пі МРГ підігріваються. Термоелемент 4 системи електроні підігріву знаходиться в опорі магніту. Для вмикання або вимикання сердечник 3 повертається за допомогою гідравлічного привода на 90 градусів відносно власної осі магніту, яка орієнтована уздовж рейки. В увімкненому стані (див. рис. 6.11,в) цього МРГ магнітний потік замикається поперек головки рейки.

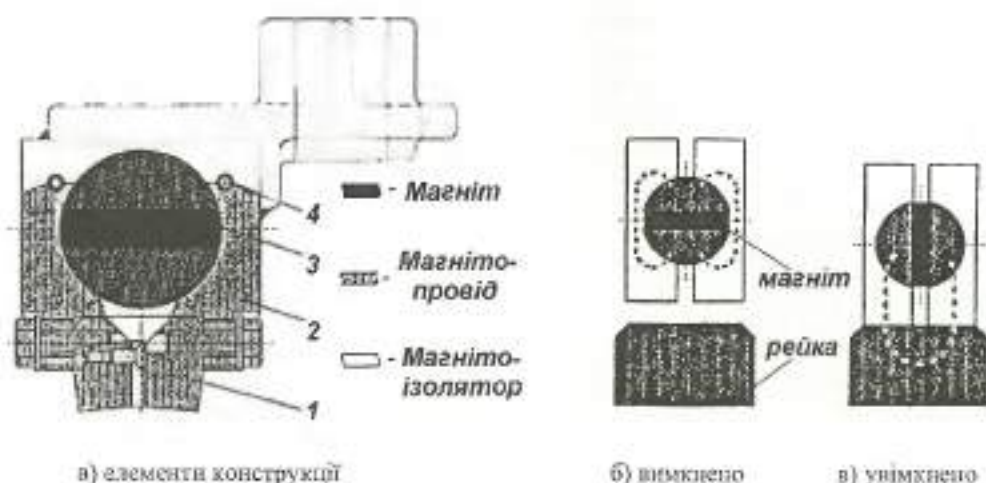


Рисунок 6.11 – Перетин гальмового блока МРГ фірми Oerlikon-Knorr (1 – башмак; 2 – опора сердечника; 3 – сердечник; 4 – термоелемент)

Розглянемо МРГ, яким обладнано вагонні поїзди DD-IRM, що експлуатуються на залізницях Нідерландів (NS) на швидкостях до 160 км/год [60]. Тут використовується висока підвіска башмаків – при нових колесах зазор між башмаком та рейкою становить 100 мм. Гальмо на постійних магнітах фірми SAB WABCO Tebel Technologies (Швеція) складається із двох гальмових блоків, напрямної рами з приводними пневмоциліндрами та блока управління. В кожному гальмовому блоці містяться 14 магнітів $Nd-Fe-B$. Поперечний перетин гальмового блока показано на рисунку 6.12. У відпущеному стані циліндри привода утримують магніти у верхній частині корпусу гальмового блока, тому магнітний потік замикається власне через цей блок (рис. 6.12,а). Для гальмування (енергетично стисненого повітря) постійні магніти переміщуються із верхнього положення у нижнє, внаслідок чого магнітний потік замикається через рейку, чим утворюється гальмова сила (рис. 6.12,б). Найбільший тиск повітря, що потрібен для переведення гальмового блока як у робоче, так і у неробоче положення, становить 5 кг/см². МРГ фірми SAB WABCO підвищує гальмову ефективність тривагонного поїзда типу DD-IRM на 32 %. При сумісному використанні цього МРГ та дискового гальма **відсоток гальмової ваги** (пояснення останнього терміну див. у п. 5.5) для гальмової путі 1000 м (UIC Code 544-1) збільшується з 130 до 172 %.

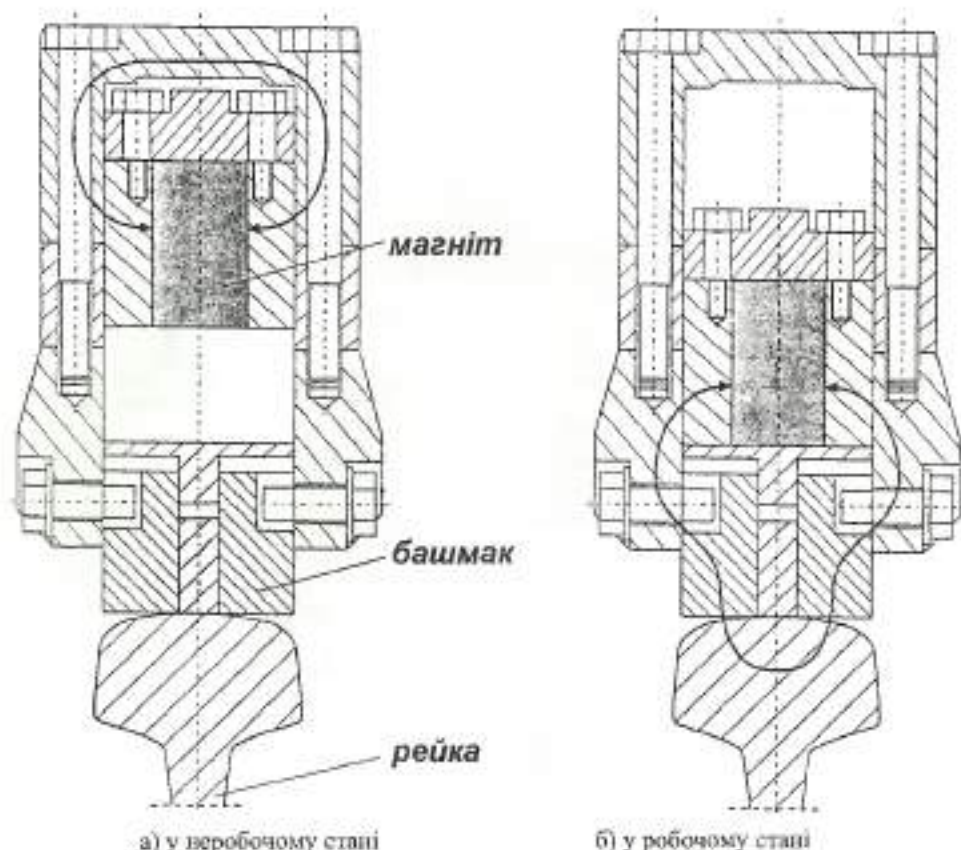


Рисунок 6.12 – Перетин гальмового блока МРГ фірми SAB WABCO

У теперішній час МРГ обладнуються електровози декількох типів на залізницях Швейцарії (SBB). Зазначений МРГ має башмаки довжиною 1400 мм, які створюють зусилля притягання до рейок 140 кН кожен. Окрім Нідерландів та Швейцарії, МРГ також застосовується на рухомому складі, що експлуатується на гірських ділянках залізниць Франції (SCNF).

6.4 Лінійні вихрострумові гальма

Останніми із гальм, дія яких не залежить від зчеплення коліс рухомого складу з рейками, розглянемо лінійні вихрострумові гальма (ЛВГ). Принцип дії такого гальма було розроблено французьким фізиком Фуко (Foucault) ще в середині XIX ст. Вихрострумове гальмо вперше було запатентоване у США в 1892 р. Через п'ять років у Німеччині було видано другий подібний патент, але протягом наступних сімдесяти років ЛВГ не викликали практичного інтересу. Лише на початку 60-х років XX ст. у Японії при створенні поїзда для швидкісної лінії Токай-до почалися дослідження ЛВГ. У Франції в 1969 р. при розробці швидкісного поїзда TGV (фр. Trains Grande Vitesse – Високошвидкісний поїзд) ЛВГ досліджувалося за участі компанії Knorr-Bremse AG (Німеччина).

ЛВГ складається з ярма та значної кількості полюсних сердечників. Принцип дії такого гальма показано на рисунку 6.13 [61].

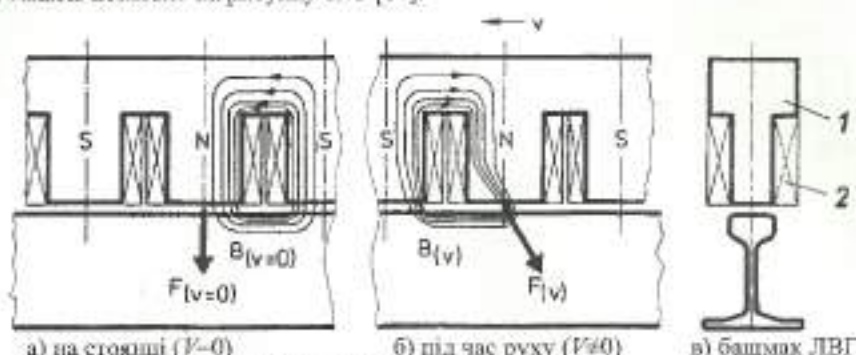


Рисунок 6.13 – Принцип дії ЛВГ
(1 – полюсний сердечник, 2 – соленоїд)

Більш детально конструкцію башмака ЛВГ зображено на рисунку 6.14 [62].

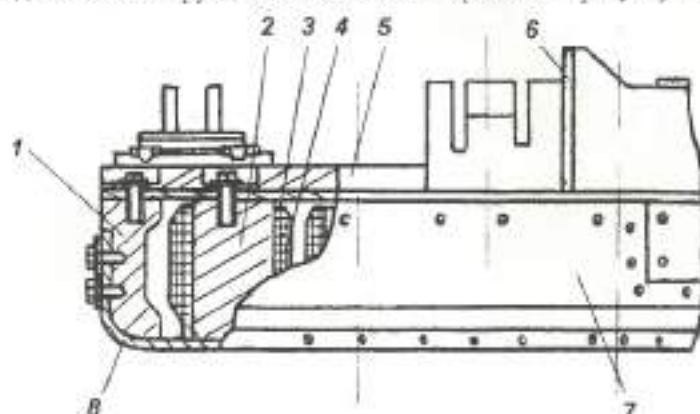


Рисунок 6.14 – Башмак ЛВГ
(1 – кінцевий полюс; 2 – полюс; 3 – прокладка; 4 – соленоїд; 5 – ярмо; 6 – упори; 7 – діамagnetична кришка; 8 – діамagnetична прокладка)

За допомогою соленоїдів створюється магнітне збудження, в результаті якого утворюються протилежні магнітні полюси **N** та **S** (див. рис. 6.13). На стоянці ($V=0$) магнітне поле має симетричну конфігурацію та створює вертикальне зусилля $F_{(v=0)}$ притягання. Під час руху ($V \neq 0$) магнітне поле стає нестационарним. Згідно із законом електромагнітної індукції виникає електродвижуща сила індукції (е.с.і.) $E = -d\Phi/dt$. Під дією е.с.і. утворюється вихровий струм, магнітне поле якого має протилежний напрямок по відношенню до основного магнітного поля гальмової системи. Це призводить до послаблення поля у тій половині полюсних сердечників, які розташовані за напрямком руху, та до відповідного посилення поля у сердечниках, що знаходяться з протилежної сторони (проти напрямку руху). В результаті зусилля притягання F_{∂} відхиляється від вертикалі, тому виникає горизонтальна його складова, яка направлена назустріч руху одиниці рухомого складу. Ця горизонтальна складова F_{∂} і є гальмовою силою ЛВГ.

Формули для розрахунку параметрів ЛВГ достатньо складні. Тому нижче наведено спрощені відповідні залежності [63], які, однак, дозволяють з'ясувати зв'язок між швидкістю руху одиниці рухомого складу, параметрами магнітного поля та гальмовою силою ЛВГ.

Частота f (Гц) струму Фуко, що протікає по рейках під час гальмування засобами ЛВГ, розраховується за формулою

$$f = \frac{V}{2 \cdot \tau}, \quad (6.8)$$

де V – швидкість руху, м/с;
 τ – полюсний крок обмотки, м.

Значення частоти струму Фуко ЛВГ повинно значно відрізнятися від частот, які використовуються у системах рейкової сигналізації або унеможливити помилкову інтерпретацію сигналів.

Гальмова сила ЛВГ обчислюється за формулою

$$F_g = \frac{4 \cdot B_e^2 \cdot A \cdot y}{\pi \cdot L} \sqrt{\frac{v}{1+v}}, \quad (6.9)$$

де B_e – індукція магнітного поля у повітряному зазорі;
 A – загальний перетин полюсів башмака (активна поверхня башмака);
 y – ширина головки рейки;
 L – індуктивність електромагнітного рейки;
 $v = V/V_{cr}$ – співвідношення поточної швидкості руху до критичної (тут критична швидкість, це швидкість, для якої досягається найбільша гальмова сила ЛВГ).

Для створення магнітного поля та підтримування його напруженості на належному рівні потрібна доволі значна намагнічуюча сила та відповідна енергія. В ЕМРГ ця енергія перетворюється у теплову, яка нагріває соленоїди. Механічна енергія, яка утворюється при гальмуванні засобами ЛВГ, дорівнює тепловим втратам струмів Фуко, що нагрівають рейки:

$$W = \int_0^S F_g \cdot dS_r = \int_0^t R \cdot I_g^2 \cdot dt, \quad (6.10)$$

де S_r – довжина ділянок колій, на якій виконується робота гальмування;
 t – час гальмування;
 R – активна складова електричного опору рейки;
 I_g – струм Фуко.

Робота гальмування W , що виконується гальмовою силою F_g ЛВГ на довжині S_r (відповідно до закону збереження енергії), дорівнює тепловій енергії, що утвориться у рейках на зазначеній їх довжині [64]. Підвищення температури рейки визначається за величиною гальмової сили ЛВГ залежно від погінної маси рейки m_r та питомої теплоємності її матеріалу c_r . Відповідні чисельні значення, наприклад, для рейок марки UIC 60 такі: $m_r=60$ кг/м, $c_r=462$ Дж/(кг·К).

Звідси випливають вирази для розрахунків роботи ЛВГ

$$W = F_g \cdot S_r = \Delta T \cdot c_r \cdot m_r \cdot S_r, \quad (6.11)$$

та підвищення температури рейок при ЛВГ

$$\Delta T = F_g / (c_r \cdot m_r). \quad (6.12)$$

Одна з вимог залізниць Німеччини (DB) є такою. Пасажирські вагони, що призначено для експлуатаційних швидкостей руху понад 160 км/год, для забезпечення збереження існуючої відстані 1000 м між попереджувальними та основними колійними сигналами – повинні обладнуватися рейковими гальмами. Для прикладу, порівняльну характеристику ЕМРГ та ЛВГ фірми Клотт-Bremse, наведено у таблиці 6.1 [61].

Таблиця 6.1 – Основні технічні характеристики ЛВГ та ЕМРГ фірми Knorr-Bremse

Параметр, розмірність	ЛВГ	ЕМРГ
1. Габарити башмака ($L \times B \times H$), мм	1190x135x210	1118x140x213
2. Робочий зазор між башмаком та рейкою, мм	7±1	0
3. Вага башмака, кг	235	205
4. Гальмова сила (кН) при швидкості руху 150 км/год та збудженні від:		
- вагонної акумуляторної батареї	4,5	6,3
- централізованої мережі поїзда	9,2	-
5. Показник зносу	зносу відсутній	після 1600 км пробігу – заміна накладок на башмаку

На рисунку 6.15 наведено відносні (до погонного метра) гальмові сили ЛВГ поїздів ICE (англ. Inter City Express – Міжміський експрес) та ICE-3 (Німеччина) при величині робочого повітряного зазору між башмаком і рейкою 7 мм та температурі навколишнього повітря +20°C [65]. Названі поїзди мають різні величини віднесеної до погонного метра потужності збудження: ICE – 8 кВт/м; ICE-3 – 25 кВт/м.

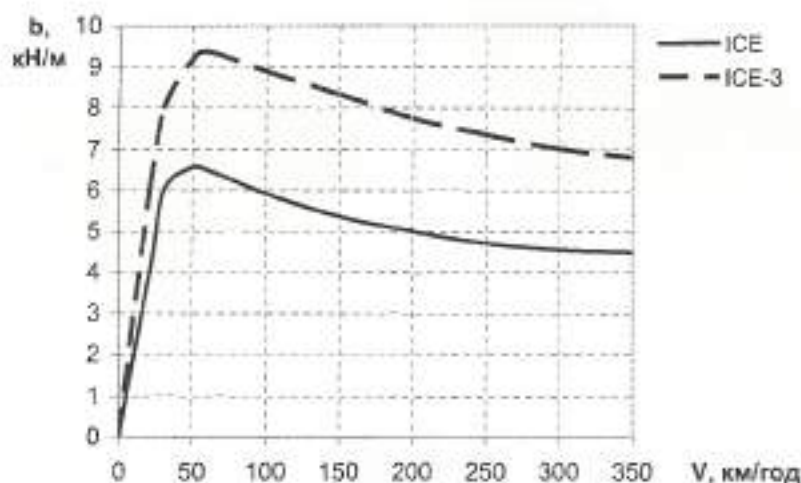


Рисунок 6.15 – Відносні гальмові сили ЛВГ поїздів ICE

Переваги ЛВГ:

- значна гальмова сила на високих швидкостях руху (див. рис. 6.15);
- відсутність зношуваних елементів (гальмо відноситься до безконтактних);
- просте і довільне (в заданих межах) регулювання гальмової сили;
- незалежність гальмової сили від стану поверхонь рейок (забруднення, крига).

Однак, застосування ЛВГ пов'язане із суттєвим нагріванням рейок під час гальмування. Для виключення шкідливого впливу ЛВГ на рейки встановлюють спеціальні безконтактні термометри (наприклад, що реєструють інфрачервоні промені). Якщо під час службового гальмування засобами ЛВГ поточна температура рейки досягає наперед заданої критичної межі, то додатковий пристрій автоматично вимикає ЛВГ. У разі екстреного гальмування вказаний пристрій не вимикає ЛВГ.

6.5 Протизнос та швидкісне регулювання гальмової сили

6.5.1 Кінематика колісної пари при гальмуванні

Як відомо з курсу теоретичної механіки, кочення колеса є плоскопаралельним рухом, який можливий за наявності зчеплення між колесом та опорою. Розглянемо план швидкостей колеса, який зображено на рисунку 6.16. Будемо вважати, що одиниця рухомого складу в даний момент часу рухається зі швидкістю V . Під час кочення колісної пари її рух складається з двох елементарних рухів: поступального (переносного) – уздовж колії разом із рухомих складом та обертового (відносного) – навколо власної осі O . Зрозуміло, що абсолютна миттєва лінійна швидкість точки O дорівнює швидкості поступального руху V , оскільки її обертова швидкість дорівнює нулю. В кожному мить кочення колеса по рейці точка їх контакту O_1 є полюсом (або миттєвим центром швидкостей), навколо якого ніби обертається колесо. Абсолютна миттєва лінійна швидкість точки O_1 колеса дорівнює нулю тому, що в цій лінійні швидкості поступального та обертового рухів мають однакову величину та протилежні напрямки. Відповідно, в точці O_2 , яка є діаметрально протилежною до точки O_1 , лінійні швидкості поступального та обертового рухів колеса додаються, тому її абсолютна швидкість дорівнює подвійній швидкості V .

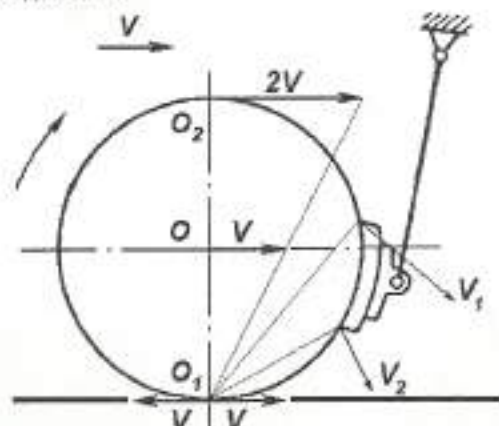


Рисунок 6.16 – Плани швидкостей колеса, яке котиться

Наведені міркування пояснюють кінематичну причину клиноподібного зносу гальмових колодок, які розташовуються за типовою схемою утворення кутів нахилу (див. рис. 4.2). Оскільки різні кінці гальмової колодки знаходяться на різних радіусах відносно миттєвого центра швидкостей (місця контакту колеса з рейкою), то згідно з теоремою Пуансо (Ройшо) лінійна швидкість колеса у верхнього V_1 кінця гальмової колодки вища, ніж у нижнього V_2 її кінця. Тому верхній кінець гальмової колодки буде зношуватися швидше, і гальмова колодка буде набувати клиноподібної форми. При зміні напрямку руху на протилежний, по відношенню до показаного на рис. 6.16, всі вектори на цьому рисунку відповідно змінять свої напрямки, а загальні закономірності залишаться без змін. В цьому сенсі для принципового подолання клиноподібного зносу гальмових колодок їх слід розташовувати симетрично відносно точки O_2 колеса (див. рис. 6.16). Таке „верхнє” розташування гальмових колодок застосовується на деяких вагонах промислового парку залізниць США. При цьому чавунна гальмова колодка під власною вагою завжди притиснена до колеса, завдяки чому очищує його поверхню катання та відповідно збільшує коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, що набуває особливого значення при русі на ухилах кар’єрів. Відносно малі швидкості руху вагонів промислового парку не призводять до надмірного, як розгрівання, так і зносу гальмових колодок з подібним розташуванням. До того ж „верхнє” положення гальмової колодки спрощує

умови праці оглядачів вагонів під час контролю товщини гальмових колодок та заміни останніх в експлуатації.

Якщо окрема колісна пара має кутову швидкість обертання ω та радіус R кіл катання коліс, то лінійна швидкість обертального руху точок поверхонь катання коліс становить $V_k = \omega \cdot R$. Швидкість V_k для певної колісної пари може відрізнятися від швидкості поступального руху даної одиниці рухомого складу залежно від режиму руху, величини коефіцієнта зчеплення коліс із рейками та навантаження від колісної пари на рейки. Випадок, коли $V_k < V$ отримав узагальнену назву **рух юзом**, а випадок, при якому $V_k > V$ – **боксовання**. Звісно, рух юзом може виникати лише під час гальмування, а боксовання – лише в режимі тяги на колісних парах, до яких прикладають відповідно гальмовий або тяговий моменти. В загальному випадку і юз, і боксовання слід розглядати як шкідливі явища. Разом з цим, існують певні межі, в яких як юз, так і боксовання можуть бути не тільки припустимими, а, іноді, навіть і бажаними. Наприклад, незначне та короточасне проковзування коліс відносно рейок призводить до очищення поверхонь катання коліс та покращення умов їх зчеплення з рейками. З практичної точки зору, відносне відхилення $|V_k - V|/V$ до 2,5 % є значимим для щільної експлуатації, а до 10...15 % вважається допустимим. Для автоматичного подолання небажаних як боксовання, так і юза створено відповідні пристрої: протибоксовочні та протиюзні.

6.5.2 Протиюзне регулювання

Загальні причини виникнення та шкідливий вплив юза коліс при гальмуванні було розглянуто в п. 5.1.3. На необхідність протиюзних пристроїв для рухомого складу із дисковими гальмами вказано у п. 6.1, де на рис. 6.3 у тому числі розглянуто схему здійснення протиюзного захисту. Для кращого з'ясування процесів, які відбуваються під час юза та заклинювання колісних пар, розглянемо експериментальні осцилограми, що показані на рисунку 6.17 [37].

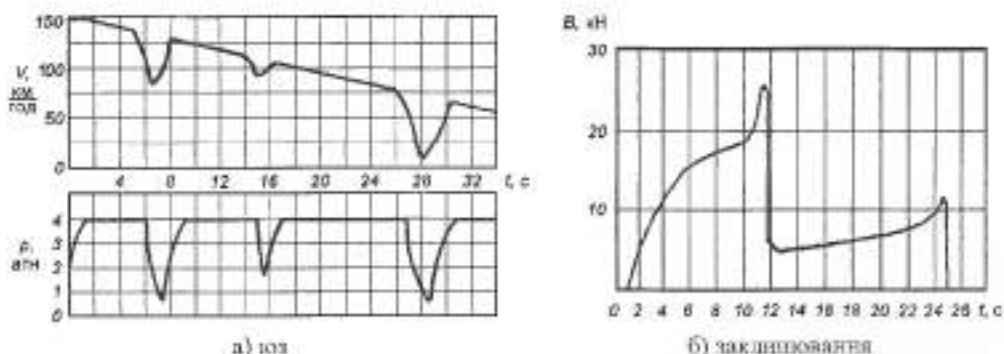


Рисунок 6.17 – Осцилограми процесів юза та заклинювання колісної пари

Приблизно на першій секунді осцилограм (див. рис. 6.17, а) надлишковий тиск повітря в ПЧ дослідної одиниці рухомого складу досяг свого найбільшого значення 4 атм (4 кг/см^2), і зі 150 км/год почала лінійно знижуватися поточна швидкість обертального руху контрольованої колісної пари. На 5-й секунді погіршилися умови зчеплення цієї колісної пари з рейками та її швидкість стрімко зменшилася до локального мінімуму 80 км/год. У відповідь на зазначене падіння швидкості на 6-й секунді спрацював протиюзний пристрій, який зменшив тиск у ПЧ майже до повного відпуску, що призвело до відновлення вже на 8-й секунді обертів колісної пари. Відповідно і тиск у ПЧ повернувся до значення ПСГ на 9-й секунді. Подібні процеси, але з приблизно удвічі меншою інтенсивністю, наявні на 14-й – 17-й секундах цих осцилограм. Ще один випадок юза спостерігається близько 28-ї секунди даних осцилограм. При цьому колісна пара була на межі заклинювання (швидкість її обертального руху зменшувалася практично до нуля).

На дослідній осцилограмі зміни гальмової сили під час розвитку **заклинювання колісної пари** (див. рис. 6.17,б) показано всі стадії відповідного процесу. Натиснення гальмових колодок на колісну пару розпочалося на першій секунді та тривало приблизно до 6-ї секунди осцилограми. Наступні чотири секунди при сталому натисненні гальмова сила дещо збільшувалася внаслідок зростання коефіцієнта тертя гальмових колодок, яке пов'язано зі зменшенням швидкості руху під час гальмування. Близько 11-ї секунди осцилограми раптово погіршилися умови зчеплення дослідної колісної пари з рейками. При цьому обертання колісної пари почало зупинятися, і коефіцієнт тертя гальмових колодок об колеса став набувати свого найбільшого значення, яке відповідає тертю у спокої (див. рис. 4.16). Відповідно до зростання коефіцієнта тертя гальмових колодок гальмова сила швидко досягла свого максимуму. В цей момент обертання колісної пари припиняється та гальмова сила стрімко падає, оскільки цією силою при заклинюванні колісної пари створюється сила тертя-ковзання коліс по рейках. Коефіцієнт тертя під час ковзання коліс по рейках значно менший за коефіцієнт зчеплення їх із рейками, тому при заклинюванні колісних пар суттєво зростає гальмова путь рухомого складу. Деяке збільшення гальмової сили на відрізку між 12-ю та 25-ю секундами розглянутої осцилограми пояснюється тим, що рейка колісних пар дослідного поїзда у даному разі не була заклинена і зменшення швидкості руху при зупинковому гальмуванні супроводжувалося відповідним незначним збільшенням коефіцієнта тертя-ковзання дослідної колісної пари. На 25-й секунді осцилограми за рис. 6.17,б поїзд зупинився.

Кожний повний відпуск гальм припиняє юз колісних пар, якщо останній мав місце. Винятком з цього правила є заклинювання колісної пари з утворенням поїзду глибиною понад 2,5...3,0 мм, при якому обертання колісної пари можуть самостійно відновитися лише при русі після зупинки. Для підтримання ефективної дії непрямодіючих гальм машиніст змушений виконувати повний відпуск частіше, ніж у разі прямодіючих. Це зумовлено тим, що прямодіюче гальмо автоматично поновлює витрати із ГЦ та дозволяє виконувати довготривалі гальмування практично без зменшення гальмової сили. Звідси зрозуміло, що виникнення юза більш небезпечно саме при прямодіючих гальмах, оскільки у машиніста відсутня поточна інформація про наявність юза колісних пар у складі поїзда. Прямодіюче гальмо є найбільш розповсюдженим на вітчизняних залізницях: ЕПГ пасажирських поїздів та ПГ вантажних. Таким чином, протизонний регулятор тиску в ГЦ є бажаним і при типовому колодковому гальмі.

Головний принцип дії протизонного пристрою (або стисло – протизона – ПЮ) полягає у зменшенні гальмової сили для тих колісних пар, для яких задовільняються певні критерії наявності юза. Зазначене зменшення гальмового натиснення здійснюється за допомогою ПЮ **автоматично та тимчасово**. Залежно від кількості критеріїв контролювання протизонні пристрої умовно розподіляють на перше та друге покоління.

Основною класифікаційною ознакою протизонів є **природа сигналу керування**, за якою розрізняють механічні та електронні протизонні пристрої. У механічних ПЮ сигнал керування виробляється за рахунок інерційної дії уповільнення обертання колісної пари. Електронні ПЮ оснащені електричними (тихогенераторними, електро-магнітними або електро-оптичними) датчиками обертання колісних пар.

ПЮ **першого покоління** відстежували лише один критерій наявності юза: **механічні** – перевищення порогового рівня уповільнення колісної пари; **електронні** – порушення припустимої різниці між швидкістю обертання колісних пар в межах одиниці рухомого складу.

Механічний ПЮ першого покоління було запроваджено на пасажирських вагонах прямого міжнародного сполучення, які стисло називають вагонами (габариту) RIC. При цьому вагони спочатку було обладнано протизонним пристроєм типу М, який у 1978 р. було модернізовано у тип MWX (Німеччина). До складу вагонного комплексу названого пристрою входять: чотири осьових датчика інерційно-механічного типу; два скидаючих клапани; чотири запобіжних (запирних) клапани та реле тиску, яке вбудовано у ПР. Осьові

датчики встановлено по одному на торці кожної вагонної осі з одного боку вагона та призначено для випуску до атмосфери стисненого повітря із порожнини відповідного скидаючого клапана, якщо виникло порогове уповільнення при обертанні колісної пари. Для типу М порогове уповільнення становить $3...4 \text{ м/с}^2$ незалежно від напрямку руху; для типу МWХ – 2 м/с^2 за напрямком руху поїзда. Уповільнення 2 м/с^2 відповідає зменшення частоти обертання колісної пари з 900 об/хв до нуля за 9 с, а уповільнення 4 м/с^2 – з 900 до 35 об/хв за 6 с. Скидаючий клапан призначено для зменшення тиску повітря в ГЦ (для типу М – повний відпуск протягом $0,2...0,5 \text{ с}$ з наступним відновленням тиску за час не більше 2 с; для типу МWХ – ступінь відпуску залежно від сигналу осевого датчика). На вагоні R1C застосовано схему новітнього гальмування з двома незалежними ГВП несиметричного типу, тому він має два ГЦ – кожен з яких під'єднано до власного скидаючого клапана. Кожен запобіжний клапан призначено для уберігання пневматичної системи вагона від підвищеного витрачання повітря в разі несправності власного осевого датчика чи його шланга. Протизонні пристрої типу М (та МWХ) вирізняються малою чутливістю, що унеможливає їх застосування на вагонах із дисковими гальмами, у яких в експлуатації часто спостерігається розколесні пар з їх уповільненням до $1,8 \text{ м/с}^2$. Також до недоліків механічних ПЮ відносяться складність конструкції та неможливість оперативної зміни встановленого порогового значення уповільнення колісної пари.

Більш довершеними та компактними є електронні протизони, вони мають значну чутливість і швидкодію, тому забезпечують під час гальмування повне використання коефіцієнтів зчеплення, що скорочує гальмову путь рухомого складу. Електронним ПЮ пристроєм на залізницях колії 1520 мм було обладнано поїзд РТ200 із дисковими гальмами, у якого на кожній осі колісних пар встановлено тахогенератори в якості датчиків обертання. У службовому відділенні кожного вагона розміщено власний блок керування протизонним захистом цього вагона. За сигналом від відповідного тахогенератора електронний блок виробляє електричний сигнал керування скидаючим клапаном №391, який зменшує тиск у ГЦ для відновлення частоти обертів цієї колісної пари до рівня частоти обертів решти колісних пар вагона. Всього на вагоні розміщено чотири скидаючі клапани – по кількості осей колісних пар. За такою схемою керування (тобто порівнянням частот обертів колісних пар в межах вагона) неможливо відслідкувати одночасний розколес всіх колісних пар цього вагона. Тому електронний блок керування поїзда РТ200 обладнано додатковою електросхемою контролю уповільнення колісних пар, яка спрацьовує незалежно від основної схеми, якщо величина уповільнення перевищує 4 м/с^2 . Оскільки робота ПЮ пристрою завжди потребує значної витрати стисненого повітря, то об'єм запасного резервуара підвищують порівняно з типовим. На вагоні поїзда РТ200 застосовано два ЗР із загальним об'ємом 350 л, наповнення яких виконується як через повітророзподільник, так і за схемою прямої дії – із гальмової магістралі через зворотний клапан. На панелі блока керування ПЮ вагона поїзда РТ200 передбачено чотири резистори для окремого регулювання тахогенераторів (осевих датчиків). Увімкнений стан ПЮ сигналізується лампою зеленого світла на блоці керування. При переведенні спеціальної контрольної кнопки цього блока у натиснене положення на панелі змикається лампа червоного світла і, в разі загальмованого стану вагона, виконується випуск стисненого повітря із всіх ГЦ через їх скидаючі клапани. Переведення контрольної кнопки у віджате положення призводить до наповнення всіх ГЦ стисненим повітрям. Саме таким чином виконується перевірка дії електропневматичної частини протизонного блока під час випробування гальм на стоянці.

Як приклад електронного ПЮ другого покоління, розглянемо розробку фірми Knorr-Bremse (Німеччина) – мікропроцесорний пристрій MGS1, який застосовується на пасажирських вагонах типу WLAB, що експлуатуються на вітчизняних залізницях [10]. Цей ПЮ з 1981 р. допущено до використання на мережі УПС. Головні якості даного пристрою: протизонна логіка, яка налічує близько тридцяти комбінованих критеріїв наявності юза; безконтактні осеві датчики, які не шкодуються від їх експлуатації; автоматична

самодіагностики з індикацією результатів щодо справності основних датчиків, скидаючих клапанів та блока керування; наявність незалежної від мікропроцесора схеми безпеки; здатність пристосування до фактичних параметрів рухомого складу без зміни конструкції протитюза, що робить можливим застосування ПЮ на рухомому складі залізничного та рейкового міського транспорту; можливість комплектування додатковим модулем, який забезпечує протиблоковочний захист; урахування дії ЕМРГ (за його наявності).

В електрошій схемі блока MGS1 застосовано мікропроцесори серії Z80A. Пневмосхема даного ПЮ може працювати із скидаючими клапанами типів GV12, GV17, GV18 або GV19. Всі названі клапани розраховано на тиск повітря до 5 кг/см² та робочий об'єм 5 л (окрім GV18, для якого робочий об'єм 10 л). Блок MGS1 живиться від підвагонної акумуляторної батареї та споживає потужність до 220 Вт.

Основні датчики змонтовано на кожній кришці букси по одному. Чутливим елементом датчика є магніторезистор, що працює разом із феромагнітним полюсним колесом, яке закріплено на торці вагонної осі. Полюсне колесо (або **переривник**) по колу має рівномірно розташовані 80 виступів та стільки ж впадін. При знаходженні виступу переривника навпроти датчика зазор між ними в експлуатації повинен становити 0,4...1,4 мм, що забезпечує генерування датчиком вісімдесяти імпульсів за кожний оберт колісної пари. Частота (у Гц) цих імпульсів може бути розрахована за формулою

$$f = 88,42 \cdot z \cdot \frac{V}{d}, \quad (6.13)$$

де z – кількість виступів по периферії полюсного колеса;
 V – швидкість руху одиниці рухомого складу, км/год;
 d – діаметр кін катання коліс колісної пари, мм.

Навняний досвід застосування протитюзних пристроїв другого покоління дозволяє зробити висновок про практичне вирішення ними двох актуальних питань експлуатації:

- усунення пошкодження поверхонь катання коліс рухомого складу від юза;
- зменшення гальмові путі поїздів пропорційно до наявного запасу зчеплення.

Останній висновок потребує наступного пояснення. Справа в тім, що при короткочасному спрацюванні протитюзного пристрою другого покоління, який має значну швидкодію, тимчасове та швидкоплинне зменшення тиску в ГЦ практично не призводить до збільшення гальмової путі. Разом з цим, можливість за рахунок протитюза автоматичного та оптимального відслідковування поточного зчеплення коліс із рейками дозволяє під час проектування гальм рухомого складу передбачати збільшене натиснення гальмових колодок (накладок). Збільшення гальмового натиснення забезпечується шляхом його швидкісного регулювання.

6.3.3. Швидкісне регулювання

Теоретична залежність коефіцієнта тертя гальмових колодок (накладок) від швидкості руху є суттєво нелінійною (див. рис. 4.16). Відмічено вище особливо стосується малих швидкостей руху та чавунних гальмових колодок. Коефіцієнт зчеплення коліс із рейками в меншій мірі залежить від швидкості руху.

Якісний характер залежностей допустимого за зчепленням натиснення гальмових колодок (накладок), як функції швидкості руху, наведено на рисунку 6.18. Якщо гальмове обладнання одиниці рухомого складу не передбачає наявності регулювання гальмового натиснення залежно від швидкості руху, то проектування виконується для певного сталого значення натиснення, яке відповідає умові без'юзового гальмування на розрахунковій швидкості руху. В такому разі для чавунних гальмових колодок за розрахункову звичайно обирають швидкість руху в діапазоні 20...40 км/год, що призводить до неповного використання гальмового натиснення на більших швидкостях. На великих швидкостях руху допустимим є більше гальмове натиснення, оскільки існує значний резерв зчеплення. Повністю використати наявний резерв зчеплення можна за

рахунок безперервного (оптимального) регулювання гальмового натиснення. Однак, схеми безперервного регулювання значно ускладнюють гальмове обладнання. З практичної точки зору достатньо ефективним є ступінчасте регулювання. В попередні роки найбільшого розповсюдження набуло двоступінчасте регулювання. Останнім часом шляхом застосування мікропроцесорної техніки запроваджується багатоступінчасте (в середньому чотирьох-п'яти ступінчасте) швидкісне регулювання.

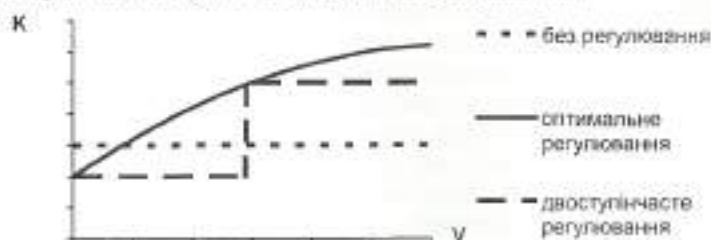


Рисунок 6.18 – Залежності гальмового натиснення від швидкості руху

Приклад застосування двоступінчастого швидкісного регулювання натиснення було наведено у п. 2.1 щодо електровоза ДСЗ. На вітчизняних залізницях двоступінчасте швидкісне регулювання застосовується також на пасажирському рухомому складі: вагонах РІС та локомотивах (електровози ЧС, тепловози ТЭП). При цьому пасажирські вагони обладнані швидкісним регулятором типу MWX (Німеччина), а електровози ЧС – типу DAKO (колишня Чехословаччина). До складу головного обладнання швидкісного регулювання вагонів РІС із гальмом KE-GPR входить (див. рис. 2.5): інерційно-механічний (відцентровий) осьовий регулятор Ar-11, реле тиску Dū-21/1,7 або Dū-21/2,2 (вбудоване у ПР KE₃) та клапанний клапан (на стоянці примусово наповнює ГЦ до звичайного тиску не залежно від режиму ПР) з манометром. Числа 1,7 та 2,2 після дробу в позначенні реле тиску показують приблизне відношення величин підвищеного та звичайного тисків повітря у ГЦ. Залежно від типу реле Dū-21/1,7 чи Dū-21/2,2 величини звичайного тиску в ГЦ становлять відповідно 2,1...2,3 кг/см² чи 1,6...1,8 кг/см², а межі підвищеного тиску – 3,6...4,0 кг/см² чи 3,6...3,8 кг/см².

Найлегше запровадити швидкісне регулювання на локомотивах та електровозах, оскільки вони мають джерела стисненого повітря із тиском, що перевищує зрядитий у ГМ – відповідно, постачальну та напорну магістралі [66]. На вагонах локомотивної тяги збільшення натиснення гальмових колодок може бути досягнуто шляхом збільшення як передаточного числа ГВП, так і діаметра ГЦ (останній варіант потребує відповідного збільшення об'єму ЗР). Наприклад, на вагонах РІС застосовано ГЦ та ЗР збільшених об'ємів (див. п. 2.3.3) по відношенню до типової схеми, яку було розглянуто у п. 2.3.1. Також є відомий спосіб модернізації гальмового обладнання типового пасажирського вагона колії 1520 мм, на якому малою кількістю додаткового пневмо- та електрообладнання можна запровадити швидкісне регулювання гальмового натиснення [67].

Розглянемо більш детально пневматичну схему швидкісного регулятора типу DAKO, яка застосована на локомотивах серій ЧС та показана на рисунку 6.19. До гальмової магістралі ГМІ через роз'єднувальний кран КР1 під'єднано ПР пасажирського типу. Цей ПР працює разом із запасним резервуаром ЗР1 об'ємом 57 л у схемі командного типу (порів. з п. 2.3.2) на наповнення допоміжних резервуарів ДР1 та ДР2, об'ємом 8,2 л та 10 л відповідно, які імітують гальмовий циліндр. Тиск в резервуарах ДР1 та ДР2 через додатковий клапан КД1 типу DAKO-D визначає тиск у резервуарі ДР3 об'ємом 2,5 л. Клапан DAKO-D виконує функцію редуктора тиску на швидкісному режимі залежно від положення власної режимної ручки, що дозволяє обладнувати електровіз як чавунними, так і композиційними гальмовими колодками. Наприклад, електровіз ЧС200 має

конструкційну швидкість руху 220 км/год та обладнується композиційними гальмовими колодками. Тиск повітря у резервуарі *ДР3* при відкритому стані електроблокувального клапана *КЕ1* діє на реле тиску *РТ1* типу DAKO-LR. Це реле виконує функцію повторювача ПР та при гальмуванні сполучає резервуар живлення *РЖ1*, який має об'єм 120 л, із магістраллю гальмових циліндрів *МЦ1* одного візка електровоза. Керування ГЦ другого візка цього електровоза виконується за допомогою додаткового реле-повторювача (на рис. 6.19 позване реле умовно не показано). Резервуар *РЖ1* через зворотний клапан *КЗ1* під'єднано до магістралі живлення *МК1*, тобто гальмо є **примодіючим**. Власне швидкісне регулювання величини тиску в ГЦ електровоза виконує основний датчик *Д1* відцентрового типу, який переводить реле тиску *РТ1* на швидкісний режим стисненням повітрям, що надходить або від магістралі допоміжного гальма *МД1*, або від магістралі приладів керування *МП1*. Сигнал на гальмування по *МД1* надходить від КДГ локомотива, а по *МП1* від електропневматичного вентилі *ВЕ1* (коли тиск у ГМ стане нижчим за 3 кГ/см²). Додатковий резервуар *ДР4* об'ємом 0,5 л слугує для більш чіткої роботи схеми, як і резервуар *ДР3*. В розглянутій схемі швидкісний режим (при чавунних гальмових колодках – тиск у ГЦ до 6 кГ/см²) на високій швидкості руху **вмикається тільки під час ЕГ** за рахунок дії *ВЕ1*. При службовому гальмуванні завжди діє режим звичайного натиснення (при чавунних гальмових колодках тиск у ГЦ близько 4 кГ/см²).

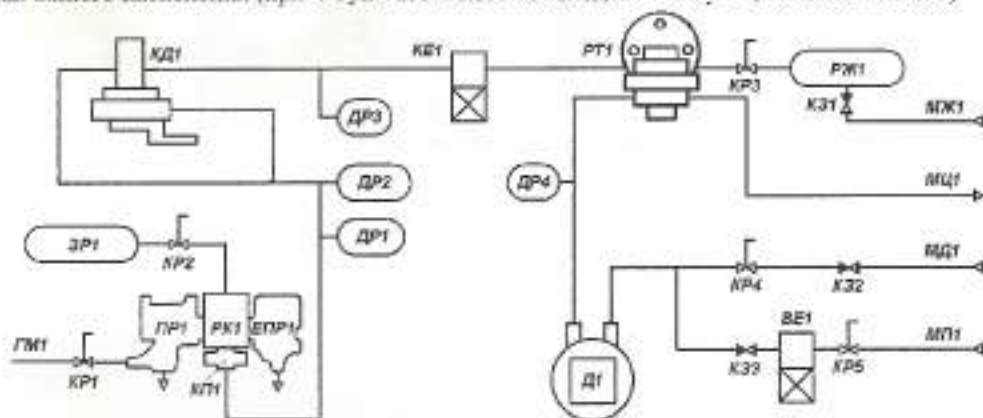


Рисунок 6.19 – Схема пристрою швидкісного регулятора DAKO

Подібно до багатьох автоматів у швидкісних регуляторах застосовують **гістерезис** аби уникнути непотрібних частих спрацювань – так званого “**дзвінкового**” режиму роботи. Тобто передбачена відмінність порогової швидкості руху спрацювання регулятора у випадку збільшення швидкості руху одиниці рухомого складу, по відношенню до випадку зменшення швидкості. Наприклад, при двоступінчастому регулюванні на локомотивах ЧС та ТЭП перехід на звичайний тиск у ГЦ виконується на швидкості руху 60 км/год, а перехід на підвищений тиск – на швидкості 80 км/год. На вагонах РІС при експлуатації на колії 1435 (1520) мм перехід на підвищений тиск у ГЦ відбувається на швидкості руху 70 (110) км/год, а перехід на звичайний тиск – при швидкості 50 (90) км/год.

6.6 Підсумкові зауваження

На новозбудованій ділянці колії за маршрутом Париж-Страсбург модернізований тривагонний електропоїзд TGV під час дослідної поїздки 03 квітня 2007 р. встановив світовий рекорд швидкості руху для залізничного транспорту – 574,8 км/год. Отриманий результат дозволив підняти середню швидкість руху поїздів TGV з 300 до 320 км/год.

Решту складовок умовного п'єдесталу з власними рекордами швидкостей руху зараз займають німецький поїзд ICE (430 км/год) та японський поїзд Shinkansen (400 км/год).

Рух на залізницях зі швидкостями понад 200 км/год називається **високошвидкісним**, а відповідна залізнична технологія відноситься до **другого покоління**. За цієї швидкості руху залізничний транспорт виграє конкурентну боротьбу в будь-якого іншого існуючого виду транспорту для пасажирських перевезень.

Одним із важливих інтегральних показників ефективності гальма є його **потужність** – тобто здатність поглинати (розсіювати) кінетичну енергію за певний проміжок часу. За середньою потужністю, що досягнута у світовому залізничному гальмобудуванні, основні типи гальм розташовуються в такому порядку: електричні, вихрострумові, ЕМРГ, гідравлічні, МРГ, дискові з протитормним пристроєм, колодкові без протиторму. При цьому до теперішнього часу не винайдено типу залізничного гальма, яке б за своїми властивостями повністю задовольняло складному та суперечливому переліку вимог експлуатації.

З багатьох досліджень випливає, що існують певні діапазони швидкостей руху, яких відповідає раціональне, з технічної точки зору, застосування того чи іншого типу гальм. Узагальнено цей розподіл подано на рисунку 6.20.

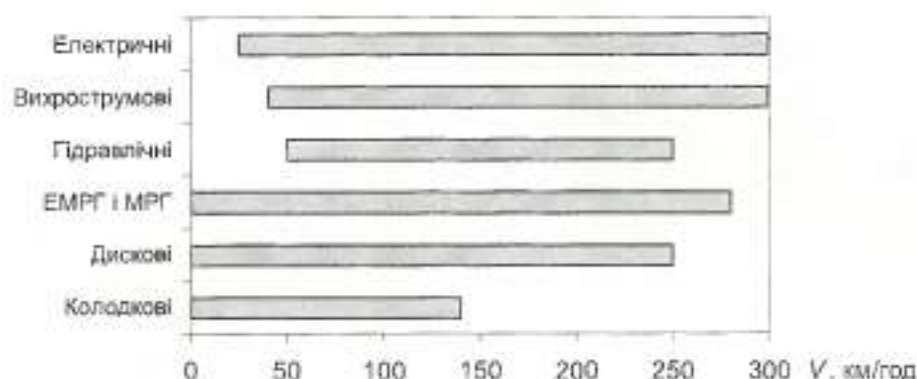


Рисунок 6.20 – Межі технічно раціонального застосування різновидів гальм

Розглянемо варіант обладнання гальмами пасажирського рухомого складу на прикладі високошвидкісного поїзда ICE [68]. Схема керування гальмами цього поїзда забезпечує розподілення утворення гальмової сили поміж його гальмовими системами з певним пріоритетом. При гальмуванні з високої швидкості руху першим вмикається електричне рекуперативне гальмо, як найбільш економічне. При цьому, якщо гальмова сила не є достатньою, то до електричного додається вихрострумове гальмо. По зменшенні швидкості руху можливості названих гальм динамічного типу вичернюються і вони заміщуються дисковим. Дискове гальмо є також резервним у разі відмови електричного.

З наведених міркувань виходить, що одиниця високошвидкісного рухомого складу повинна бути обладнана декількома різновидами гальм. Однак, застосування надлишкової кількості типів гальм є недоцільним. З рис. 6.20 видно, що діапазони в середині груп гальм значною мірою співпадають як для **зупинкових** гальм (колодкові, дискові, ЕМРГ і МРГ), так і для **динамічних** (електричні, вихрострумові, гідравлічні). Отже, ефективне забезпечення одиниці рухомого складу гальмами може бути здійснено обмеженою кількістю їх різновидів. Таким чином, виникає важливе та складне завдання обрати оптимальний набір типів гальм для певного рухомого складу, яке слід вирішувати з точки зору багатьох критеріїв: соціального, екологічного, технічного, технологічного, економічного тощо. При цьому досвід інших країн слід використовувати з певними застереженнями або найкращим чином задовольняти вітчизняним вимогам.

7 ОСНОВИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМ

7.1 Порядок увімкнення гальм

У п.п. 13.40 та 15.41 ПТЕ викладено такий **порядок увімкнення гальм у поїздах**.

У пасажирських поїздах до автогальмової мережі мають включатися всі вагони з автогальмами пасажирського типу, а у вантажних і господарчих поїздах – усі вагони і спеціальний рухомий склад з автогальмами вантажного типу.

Пасажирські поїзди мають експлуатуватися на електропневматичному гальмуванні. При включенні у пасажирські поїзди вагонів габариту R1C дозволяється примушання цих поїздів на пневматичному гальмуванні згідно з порядком, що визначається УЗ.

У всіх поїздах автогальма всіх локомотивів та тендерів паровозів (окрім тендерів, що прямують у непрацюючому стані й не мають порожнього режиму гальмування), а також спеціального самохідного рухомого складу мають включатися до автогальмової мережі.

Порядок сумісного включення вагонів з автогальмами пасажирського і вантажного типу в автогальмову мережу в усіх поїздах, а також порядок виключення повітрярозподільників вагонів, локомотивів і спеціального самохідного рухомого складу на відповідний режим гальмування визначаються УЗ.

У вантажні та господарчі поїзди може ставитися рухомий склад, що не має гальм, але не більше восьми осей в одній групі, а у хвості поїзда перед останніми двома вагонами – не більше чотирьох осей. Останні два вагони мають мати справно діючі увімкнені автогальма.

Порядок включення в автогальмову мережу вагонів у поїздах підвищеної ваги та довжини і з'єднаннях, спеціального рухомого складу у складі вантажних і господарчих поїздів, визначається відповідними інструкціями УЗ.

Залежно від типу повітрярозподільника порядок увімкнення та розміщення гальм рухомого складу наведено у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Порядок увімкнення та розміщення гальм рухомого складу

Тип та номер ПР чи ЕПР	Режим увімкнення (позначка)	Різновид рухомого складу та умови його експлуатації
Пасажирський КЕ ₅ (UIC рис. 5.5,6)	Вимкнено	Вагони габариту R1C у складі вантажного поїзда при увімкненні рівнинного режиму ПР №483 або якщо у складі місцевого пасажирського поїзда є тільки один вагон габариту R1C
	Вантажний (G або T)	Вагони габариту R1C у складі вантажного поїзда при увімкненні гірського режиму ПР №483
	Пасажирський (P або П)	Вагони габариту R1C у складі пасажирського поїзда з експлуатаційною швидкістю руху до 120 км/год
	Швидкісний (R або РС)	Вагони габариту R1C у складі пасажирського поїзда з експлуатаційною швидкістю руху понад 120 км/год

Продовження табл. 7.1

Тип та номер ПР чи ЕПР	Режим увімкнення (позначка)	Різновид рухомого складу та умови його експлуатації
Вантажний ПР №483 (рис. 2.5)	Вимкнено	<i>Локомотиви</i> – режим не застосовується. <i>Вагони</i> – при несправності гальм та неможливості її усунення з урахуванням вимог ПТЕ (число вагонів із вимкненими гальмами: в одній групі не повинно бути більше 8-ми осей, а перед двома гальмовими вагонами у хвості поїзда – не більше 4-х осей). Вимкнення гальм вагона на шляху прямування поїзда потребує перерахунку довідки форми ВУ-45 з відміткою на її звороті, у тому числі швидкості руху поїзда для подальшого його слідування
	Порожній (П)	<i>Локомотиви</i> – при слідуванні з поїздами зі швидкістю до 90 км/год. <i>Вагони</i> – при статичному навантаженні на одну вісь від вантажу, який перевозиться: а) з чавунними гальмовими колодками – до 3 тс (30 кН); б) з композиційними – до 6 тс (60 кН). Фактичне навантаження визначати за натурним листом (при відповідному досвіді – за просадкою ресорного підвишування вагона)
	Середній (С)	<i>Локомотиви</i> – при пересилці сплотками. <i>Вагони</i> – а) при статичному навантаженні на одну вісь від вантажу: з чавунними гальмовими колодками – 3...6 тс (30...60 кН), з композиційними колодками – більше 6 тс (60 кН); б) у разі обладнання вагона авторежимом (або наявності трафарета „Однорежимний”) при композиційних гальмових колодках ручку режимного перемикача зафіксувати у положенні С
	Навантажений (Г)	<i>Локомотиви</i> – при: а) слідуванні з поїздами зі швидкістю понад 90 км/год; б) одиночному русі або зі складом до п'яти вагонів; в) русі з пасажирським поїздом; г) маневровій роботі; д) роботі за системою багатьох одиниць (окрім головного), якщо для КДГ головного локомотива не розповсюджується на інші локомотиви. <i>Вагони</i> – а) з чавунними гальмовими колодками, якщо навантаження на одну вісь від вантажу перевищує 6 тс (60 кН) або у разі обладнання вагона авторежимом чи наявності трафарета „Однорежимний” – ручку режимного перемикача зафіксувати у положенні Г; б) вантажених вагонів-нементовозів з композиційними колодками та вагонах інших типів за вказівкою УЗ
	Рівнинний (Р)	<i>Локомотиви та вагони</i> – після спусків крутістю до 18 ‰, окрім випадків, які передбачено наказом начальника залізниці. <i>Вагони</i> – після проходження спусків у місцях, які передбачено наказом начальника залізниці
	Гірський (Г)	<i>Локомотиви та вагони</i> – перед спусками крутістю понад 18 ‰ або перед затяжними спусками за наказом начальника залізниці

Продовження табл. 7.1

Тип та номер ПР чи ЕПР	Режим увімкнення (позначка)	Різновид рухомого складу та умови його експлуатації
Паса- жирський ПР №292-1 або №292М (рис. 2.3)	Вимкнено	У складі вантажного поїзда: а) при увімкненні ПР №483 на рівнинний режим, якщо кількість пасажирських вагонів не більше двох (окрім двох хвостових вагонів); б) при увімкненні ПР №483 на гірський режим. Перелік інших умов для вимкнення – див. у описі подібного режиму для вантажного вагона з ПР №483
	Коротко- складовий (К)	Пасажирські локомотиви та вагони у поїздах зі складом до 25-ти вагонів включно
	Довго- складовий (Д)	Пасажирські локомотиви та вагони у поїздах зі складом понад 25 вагонів, а також у вантажних та вантажно-пасажирських поїздах незалежно від їх складу
	Прискорювач вимкнено (УВ)	Вагони: а) якщо при виконанні службового гальмування ПР, який увімкнено на режимі К або Д, спрацює на ЕГ (за відсутності ПТО вагонів) – тимчасово, до усунення цієї несправності; б) при експлуатації у складі поїзда із гальмами західноєвропейського типу
Паса- жирський ЕПР №305	Вимкнено	У разі несправності ЕПГ не більше, ніж у двох вагонів пасажирського поїзда – відключити електропідсилювач всередині клемної коробки ЕПР несправних вагонів. Якщо ЕПГ у пасажирському поїзді несправно більше, ніж у двох вагонів або якщо у складі пасажирського поїзда є два і більше вагонів габариту RIC – перейти на ПГ

7.2 Випробування та перевірка гальм у поїздах із локомотивною тягою

У п.п. 15.41–15.43 ПТЕ встановлюються такі види та порядок випробування гальм.

Випробування автогальм у поїздах здійснюється:

Повне – з перевіркою стану гальмової магістри та дії гальм у всіх вагонах:

- на станціях формування перед відправленням поїзда;
- після зміни локомотива та в разі причеплення його при зміні напрямку руху поїзда, на станціях, які розділяють суміжні гарантійні ділянки примушування вантажних поїздів при технічному обслуговуванні состава без зміни локомотива;
- перед видачею моторвагонного поїзда з депо чи після відстою його без бригади на станції;

• на станціях, що передують перегонам із затяжними спусками, перед затяжними спусками 0,018 та крутішими повне випробування проводиться з десятихвилинною витримкою у загальмованому стані. Перелік таких станцій визначається начальником залізниці.

Повне випробування електропневматичних гальм проводиться на станціях формування та обертання пасажирських поїздів від стаціонарних пристроїв чи поїзного локомотива.

Скорочене – випробування з перевіркою стану гальмової магістри за дією гальм у двох хвостових вагонах:

- після причеплення поїзного локомотива до состава, якщо попередньо на станції було виконане повне випробування автогальм від компресорної установки чи локомотива;

• після зміни кабіни управління моторвагонного поїзда та після зміни локомотивних бригад, коли локомотив від поїзда не відчіпляється;

• щоразу після роз'єднання рукавів у складі поїзда, перекриття кінцевого крана у складі після з'єднання рукавів внаслідок причеплення рухомого складу (в останньому випадку з перевіркою дії гальм на кожному вагоні, що причіплюється);

• у пасажирських поїздах після стоянки поїзда більше 20 хвилин, у разі падіння тиску в головних резервуарах тягаче зарядного тиску гальмівної магістрації, після зміни кабіни управління чи після передачі управління машиністу другого локомотива на перегоні після зупинки поїзда в зв'язку з неможливістю подальшого управління рухом поїзда з головної кабіни;

• у вантажних поїздах, якщо під час стоянки поїзда відбулося самовільне спрацювання автогальм чи зміна цілісності гальмової магістрації більше ніж на 20 % від тієї, що зазначається у довідці форми ВУ-45;

• у вантажних поїздах після їх стоянки більше 30 хвилин.

Скорочене випробування ЕПГ проводиться у пунктах зміни локомотива, локомотивних бригад та під час причеплення вагонів з перевіркою дії гальм кожного вагона, що був причеплений.

Після виконання повного чи скороченого випробування гальм, окрім того, на шляху прилюдного має виконуватися перевірка дії гальм у порядку, що встановлений відповідною інструкцією УЗ.

Порядок включення в автогальмову мережу вагонів у поїздах підвищеної ваги та довжини і з'єднаних спеціального рухомого складу у складі вантажних і господарчих поїздів, а також випробування автогальм у таких поїздах визначається відповідними інструкціями УЗ.

Після повного випробування автогальм у поїзді оглядач вагонів вручає машиністу ведучого локомотива довідку форми ВУ-45 про забезпечення поїзда гальмами та справність їх дії. У довідці на поїзд зазначається номер хвостового вагона, того, біля якого зустрілися оглядачі, та час її видачі.

Про кожне повне випробування автогальм у моторвагонних поїздах робиться запис у журналі його технічного стану.

Після кожного скороченого випробування автогальм оглядач вагонів, а там, де ця посада не передбачена, черговий по станції, головний кондуктор чи складач поїздів робить відмітку про скорочене випробування автогальм (включаючи відмітку про зміни состава, що сталися) у довідці форми ВУ-45, яку має машиніст.

У випадку, якщо у скороченому випробуванні автогальм не спрацюють гальма хоча б одного з двох хвостових вагонів, працівник, якому доручено випробування автогальм, зобов'язаний вжити заходів, щоб не допустити відправлення поїзда.

На станціях, де посада оглядача вагонів не передбачена, до перевірки дії автогальм у пасажирських поїздах залучаються провідники вагонів, а у вантажних – працівники, яких навчили виконувати операції з випробування автогальм (перелік посад визначається начальником залізниці).

Порядок спільних дій локомотивної бригади та провідників вагонів пасажирського поїзда після зупинки тривалістю понад 20 хвилин на перегонах і непередбачених розкладам зупиночних пунктах, порядок включення в автогальмову мережу вагонів у поїздах підвищеної ваги і довжини, а також з'єднаних та порядок випробування автогальм у таких поїздах визначається УЗ.

Для перевірки (з розшифрованою швидкісними стрічками) режимів управління гальмами у поїздах мають застосовуватися гальмові випробувальні вагони. Порядок перевірки визначається: для вантажних та місцевих пасажирських поїздів – начальником залізниці, пасажирських поїздів далекого сполучення – УЗ.

7.2.1 Повне випробування

Випробуванням передують причеплення локомотива до состава [8, гл.5]. Перша операція при випробуванні гальм – зарядження ГМ поїзда [8, табл. 3.2], подальшу взаємодію оглядача вагонів та машиніста локомотива під час повного випробування гальм вантажного поїзда наведено у таблиці 7.2, а пасажирського – у таблиці 7.3.

Таблиця 7.2 – Порядок повного випробування гальм вантажного поїзда

Дії оглядача вагонів	Дії машиніста
А. Перевірка цілісності ГМ складу	
1. За попередньою домовленістю із машиністом повністю відкрити на 5...7 сек зовнішній кінцевий кран хвостового вагона (при відкритому кінцевому крані постійно повинен відбуватися витік стисненого повітря з ГМ до атмосфери)	2. При спрацюванні гальм поїзда (падіння тиску на манометрі ГМ і автоматичне загоряння лампи „ГМ“ сигналізатора №418) протягнути на 5...7 см швидкостемірну стрічку та зменшити тиск у ЗрР на 0,5...0,6 кГ/см ² положенням V крана №395
3. Після спливання 5...7 сек перекрити кінцевий кран. Якщо поїзд має склад понад 100 осей – подати машиністу сигнал на відпуск гальм та отримати від машиніста сигнал про початок відпуску гальм	4. Виконати відпуск гальм (у поїзді понад 100 осей – по сигналу від оглядача) положенням I крана №395 до тиску у ЗрР 5,8...6,0 кГ/см ² , сповістивши оглядача про початок відпуску гальм
Б. Перевірка щільності ГМ поїзда	
5. При положенні II (поїзне) ручки крана №395 машиніст і оглядач перевіряють на відповідність нормативу час зменшення тиску в ГР локомотива на 0,5 кГ/см ² [8, табл. 9.1]	
В. Перевірка дії автогальм складу	
6. Подати машиністу сигнал „Провести гальмування”	7. Виконати ступінь гальмування шляхом зменшення тиску в ЗрР на 0,6...0,7 кГ/см ² за допомогою положення V ручки крана №395, після чого перевести ручку крана у положення IV (перекрип із живленням) та подати оглядачу сигнал про гальмування
8. Отримавши від машиніста сигнал про гальмування, зачекати дві хвилини та пересвідчитися про спрацювання гальм у кожного вагона (по виходу штоків ГЦ та пригвинчування гальмових колодок до коліс) і відсутність самостійного відпуску гальм. Виконати вимір виходу штока ГЦ хвостового вагона [8, табл. 6.1], а у поїздах зі складом понад 200 осей та навантажених – також і тиск повітря у ГМ хвостового вагона [8, п.п. 9.2.6 та 11.2.3]	9. Самостійно виконати повторну перевірку щільності ГМ поїзда (при положенні IV ручки крана №395 інше, як і у п. 5 цієї таблиці) та переконатися, що різниця отриманого результату не перевищує 10 % від попередньої перевірки щільності у положенні II ручки цього крана
10. Після огляду гальм усіх вагонів подати машиністу сигнал „Відпустити гальма”	11. По сигналу оглядача виконати відпуск гальм поїзда положенням II крана №395 (у поїздах зі складом понад 350 осей – положенням I крана до одержання тиску в ЗрР на 0,5...0,6 кГ/см ² вище зарядного)
12. Пересвідчитися про відпуск гальм кожного вагона (по схову штоків ГЦ та відходу гальмових колодок від коліс). Виписати і видати машиністу (головного локомотива) довідку форми ВУ-45, залишивши другий її примірник у себе	13. Отримати від оглядача довідку форми ВУ-45, перевірити правильність занесених до неї основних даних (дата і час видачі, наявність підписів оглядачів, відповідність гальм поїзда нормативам УЗ) та ознайомити з довідкою свого помічника

Таблиця 7.3 – Порядок повного випробування гальм пасажирського поїзда

Дії оглядача вагонів	Дії машиніста
А. Перевірка цілісності ГМ складу	
1. Сповістити машиніста про початок випробування	2. Перевести ручку крана №395 у положення III та доповісти про це оглядачу
3. Повністю відкрити зовнішній кінцевий кран хвостового вагона. На вагоні з ПР №292 після спрацювання прискорювача ЕГ, про що свідчить характерний шум витоку стисненого повітря до атмосфери, кінцевий кран перекрити; на вагоні, що має автогальма західноєвропейського типу, кінцевий кран тримати у відкритому стані 2...4 секунди	4. При спрацюванні гальм поїзда (падіння тиску на манометрі ГМ і характерний шум поїзтового крана машиніста №395, який свідчить про поповнення витоків з ГМ поїзда) протягнути на 5...7 см швидкостворювальну стрічку; виконати повний відпуск гальм положенням I крана №395 із відновленням зарядного тиску в ГМ та сповістити оглядача про завершення дій
Б. Перевірка цілісності ГМ поїзда	
6. Пересвідчитися, що падіння тиску в ГМ протягом однієї хвилини становить не більше ніж $0,2 \text{ кг/см}^2$ або протягом 2,5 хв. – не більше ніж $0,5 \text{ кг/см}^2$	5. Перекрити кран подвійної тити №377 (або комбінований кран №114) та після спливання не менш ніж 20 секунд разом із оглядачем взяти відлік падіння тиску в ГМ
В. Перевірка дії ЕПГ поїзда	
8. Подати машиністу сигнал „Провести гальмування”	7. Відключити тумблер дубльованого електроживлення дротів №1 (робочий) та №2 (контрольний). Зарядити ГМ поїзда [8, табл. 3.2]. Вимкнути джерело електроживлення ЕПГ, при цьому на світловому сигналізаторі повинна засвітитися лампа „О”-відпуск. Доповісти оглядачу про готовність до випробування
10. Отримавши від машиніста сигнал про початок гальмування, пересвідчитися про спрацювання гальм у кожного вагона (по виходу штоків ГЦ і притисненню гальмових колодок до коліс) та про відсутність самостійного відпуску гальм. Виконати вимір виходу штока хвостового вагона. Подати машиністу сигнал „Відпустити гальма”	9. Виконати ступінь гальмування положенням VЗ крана №395 до досягнення у ГЦ локомотива тиску $1,0...1,5 \text{ кг/см}^2$ (у положенні VЗ повинна світитися лампа «Т»-гальмування, а напруга джерела живлення – бути не менш ніж 40 В). Перевести ручку крана у положення IV – лампа „Т” повинна згаснути, а лампа „П”-перекришка – засвітитися. Сповістити оглядача про виконання гальмування
12. Пересвідчитися про відпуск гальм кожного вагона (по слову штоків ГЦ та відходу гальмових колодок від коліс). Повідомити машиніста про завершення перевірки дії ЕПГ	11. По сигналу оглядача на відпуск – вимкнути тумблер живлення ламповіс ЕПГ. Сповістити оглядача про виконання відпуску ЕПГ. Через 15 секунд увімкнути тумблер живлення ламповіс ЕПГ (ручка крана №395 залишається у положенні IV)
	13. Перевести ручку крана №395 у положення II і виконати повне зарядження ГМ поїзда [8, табл. 3.2]. Вимкнути джерело електроживлення ЕПГ
Г. Перевірка дії автогальм складу (див. порядок відповідної операції у табл. 7.2 з такими особливостями: а) перевірка починається не раніше ніж за півхвилини після повного зарядження ГМ, яке завершуватиме перевірку дії ЕПГ; б) величина зменшення тиску в ЗрР при виконанні гальмування – $0,5...0,6 \text{ кг/см}^2$)	

Всі несправності гальм вагонів, що виявлені при випробуванні, повинні бути усунені, після чого знов перевіряється дія гальм цих вагонів. У разі зміни локомотива транзитного пасажирського поїзда, склад якого не змінювався, перевірку цілісності ГМ можна не виконувати. Проба гальм довгоскладових поїздів виконується машиністом з двома оглядачами (оглядачем головної та хвостової груп вагонів). Проба гальм може також виконуватися **централізовано** – від **стаціонарної** компресорної установки.

На практиці перевірка дії автогальм поїзда (див. розділ В табл. 7.1 та розділ Д табл. 7.2), а також перевірка дії ЕПГ (див. розділ В табл. 7.2) отримали назву **„випробування гальм на чутливість до гальмування/спрацювання“**. Докладно вимоги щодо повного випробування гальм поїздів локомотивної тяги наведено у п. 9.2 [8].

7.2.2 Скорочене випробування

У загальному випадку при скороченому випробуванні перевіряється стан ГМ поїзда та дія гальм лише **двох хвостових вагонів**. При цьому послідовність реалізації операцій та їх зміст співпадають з повним випробуванням гальм згідно з табл. 7.2 і 7.3. Під станом ГМ розуміють її **цілісність**, тобто можливість вільного проходження по ній стисненого повітря, та **цільність** (відсутність понаднормативних витоків стисненого повітря), тобто здатність протягом нормативного часу зберігати певний рівень тиску.

За командами працівника, що проводить скорочене випробування гальм, машиніст повинен подавати світлом локомотива такі звукові сигнали: „провести гальмування“ – один короткий; „відпустити гальма“ – два коротких [5, п. 4.2]. Повний перелік вимог щодо скороченого випробування гальм поїздів локомотивної тяги наведено у п. 9.3 [8].

7.2.3 Контрольна перевірка гальм

У вітчизняній практиці існує два різновиди контрольної перевірки гальм: на станції та на шляху прямування [8, п.п. 19.2 та 19.3]. Звичайно, більшої глибини перевірки можна досягти в умовах станції. Зазначену перевірку **на станції** виконують за наявкою машиніста поїзда чи уповноваженого працівника вагонного або пасажирського господарства. За необхідності в перевірці можуть брати участь працівники станції, дирекції з перевезення пасажирів, ревізорського апарату та начальника поїзда. При цьому на проміжній станції причинами виконання перевірки можуть бути неефективність гальм або їх неодноразове самостійне спрацювання під час руху. На станціях, де є ПТО вагонів – розрив поїзда, заклинення колісних пар, невідпуск гальм тощо. У пунктах зміни локомотивних бригад – якщо на шляху прямування відмічено незадовільну дію гальм, причину якої машиністу (з помічником) самостійно виявити не вдалося.

Виходячи з причин, які викликали необхідність перевірки гальм працівниками, що її проводять, визначається обсяг операцій та їх черговість. При цьому може перевірятися стан гальмового обладнання всього поїзда або, навіть, окремого вагона. У разі перевірки гальм поїзда, відчеплення від нього локомотива не припускається. Дані контрольної перевірки гальм на станції документуються в **акті** [8, Додаток 4]. Вказане джерело містить рекомендований перелік операцій, що виконуються під час перевірки гальм.

За необхідності контрольну перевірку гальм може бути проведено машиністом **на шляху прямування** поїзда. При цьому перевіряються:

- ефективність дії ЕПГ пасажирського поїзда (шляхом виконання регульованого гальмування на спуску з крутістю не більше 4 ‰ та зменшенням швидкості руху з 60 до 50 км/год);
- фактичне забезпечення поїзда гальмовим натисненням на 100 т ваги (шляхом ЕГ зі швидкості 50...70 км/год та наступним розрахунком за допомогою номограми (таблиці) гальмової путі – рис. Д.5.1-Д.5.6 [8]);
- плавність гальмування пасажирського поїзда для тих параметрів гальмування (передгальмової швидкості, ступеня зменшення тиску в ГМ тощо), за яких відчувалися суттєві поздовжні поштовхи у поїзді.

7.3 Приклади заповнення довідки форми ВУ-45

Приклад 1. Заповнити довідку ф. ВУ-45 для вантажного поїзда №2095, до складу якого входять такі чотиривісні вагони з чавунними гальмовими колодками: 10 завантажених платформ (кожна з вагою тари/брутто – 22/45 т), 25 завантажених піввагонів (кожен з вагою тари/брутто – 22/90 т), 2 пасажирських вагона (з вагою брутто по 60 т), 8 порожніх хопер-дозаторів (з вагою тари по 23 т) та 4 завантажених цистерни (з вагою тари/брутто по 23/82 т). Інші вихідні дані: локомотив ВЛ8, крутість керівного спуску за маршрутом руху поїзда $i_k = -8\%$.

Розв'язання. Заповнена довідка подана на рисунку 7.1. Всі пояснення дані у тексті.

Українина Форми ВУ-45
 ДНЕПРОПЕТРОВСК 451100 Час видачі 10 год 32 хв.
ДОВІДКА
про забезпечення поїзда гальмами та справну їх дію

Локомотив, серія № ВЛ8-185 „28” 11 200 0 р
 Поїзд № 2095 вагонів 3332 т Всього вагонів 49
 Потрібне натиснення колодок в т 1100
 Ручні гальма в осях 20

Гальмове натиснення на вісь, тс	Кількість осей	Натиснення колодок, тс	Інші дані
1,25	32	40	
2,5			31,5 тс
3,5			рукає у ваг
5	40	200	сигнал с
6			
6,5			
7	118	812	
8			
8,5			ТХВ 4,6
9			
10			ГЦХВ 100
12			ВЗугтр
14			64839614
15			
16			
18			П (проп. 8)
Всього	182	1052	

Наваність ручних гальмових осей 16 + 2 башмаки
 Щільність гальмової мережі поїзда 0,5 / 45
 Хвостовий вагон № 74354689 Підпис
 40-200 / 200

Рисунок 7.1 – Приклад заповнення довідки ВУ-45 для вантажного поїзда

У „лишці” довідки ліворуч проставляється іптепмель станції з номером. Вага поїзда та дані про фактичну завантаженість вагонів отримуються з натурного листа поїзда. Згідно з умовами прикладу склад поїзда має вагу $10 \cdot 45 + 25 \cdot 90 + 2 \cdot 60 + 8 \cdot 23 + 4 \cdot 82 = 3332$ т та налічує $4 \cdot (10 + 25 + 8 + 4) = 188$ автогальмових осей. Гальма обох пасажирських вагонів **виключено** (див. табл. 7.1), а вага цих вагонів повинна враховуватися. Гальма та вага локомотива для вантажного поїзда при русі на спусках до 20 ‰ **не враховуються** [34].

Потрібне гальмове натиснення розраховується відповідно до Інструкції з експлуатації гальм [8, Додаток 2, п. 1]. Оскільки вага вантажу, що припадає на вісь кожної платформи, складає $(45 - 22) / 4 = 5,75$ т, то ПР платформ увімкнено на середній режим (див. табл. 7.1), для якого гальмове натиснення на вісь дорівнює 5 тс. Гальма всіх піввагонів та

цистери увімкнено на навантажений режим, для якого гальмове натиснення на вісь дорівнює 7 тс. Гальма хопер-дозаторів увімкнено на порожній режим із гальмовим натисненням 1,25 тс на вісь. Звідси загальне наявне гальмове натиснення складу поїзда дорівнює $40 \cdot 5 + (100 + 16) \cdot 7 + 32 \cdot 1,25 = 200 + 812 + 40 = 1052$ тс.

Для руху з найбільшою з дозволених швидкостей, яка для вантажного поїзда УЗ становить 90 км/год, гальмове натиснення його складу повинно бути 33 тс на кожні 100 т ваги [8, Додаток 2, п. 1.1], тобто у даному випадку $33 \cdot 3332 / 100 = 1100$ тс. Оскільки наявне натиснення менше розрахованого **сдиного найменшого**, то для даного поїзда потрібно встановити **обмеження швидкості руху**. Фактичне натиснення на 100 т ваги поїзда дорівнює $1052 \cdot 100 / 3332 = 31,5$ тс. Це значення заноситься першим у стовбці „Інші дані” довідки (див. рис. 7.1). Відповідно до Інструкції з експлуатації гальм [8, Додаток 2, п. 6.2] обмеження швидкості руху в даному випадку складає $90 \cdot (33 - 31,5) / 2 = 85$ км/год (з виконанням нормативного округлення в менший бік до кратного п'яти значення).

Для вантажного, вантажо-пасажирського та поштово-багажного поїзда обов'язково розраховується потрібна кількість ручних гальмових осей, які забезпечать утримання його на місці в разі вимушеної зупинки на ухилі. Норми для відповідного розрахунку містяться в Інструкції з експлуатації гальм [8, п. 12 та табл. Д.2.4]. Потрібна кількість гальмових осей на кожні 100 т ваги поїзда може бути розрахована за формулою $(\mu_0 - 2) / 10$, але вона не може прийматися меншою ніж 0,4. У даному прикладі розрахунок норми дає $(1 - 8) \cdot 2 / 10 = 0,6$. Звідси даний поїзд потребує $0,6 \cdot 3332 / 100 = 20$ осей, які обладнано ручними та стоянковими гальмами. Локомотив ВЛ8 має 4 осі з ручним гальмом [8, таблиця Д.2.3], ще 8 осей у даному прикладі дадуть два пасажирських вагона, оскільки в них кожна вісь має ручний привід гальма. Приймаємо для визначеності, що у складі поїзда зі стоянковим гальмом виявилось тільки 4 вісі, тобто всього є $4 + 8 + 4 = 16$ осей з ручним та стоянковим гальмом. За потрібних 20 осей, решта 4 необхідних ручних гальмових осей повинно бути замінені видачою машиністу локомотива ручних гальмових башмаків. Башмаки видають із розрахунку: а) для навантажених вагонів (при навантаженні брутто на вісь не менш 10 т) один башмак замість трьох гальмових осей; б) для порожніх вагонів – один башмак за одну вісь. Тобто машиністу в даному разі повинно бути видано два гальмових башмака.

На практиці для підкладання гальмового башмака слід обирати **найбільш навантажену колісну пару вагона**. Для вагонів на візках пасажирського типу це, як правило, внутрішня колісна пара котлової сторони вагона. Для вантажних вагонів – це навантажені вагони спеціального призначення (наприклад, цистерни або хопери), тобто вагони, в яких повністю використовується вантажопідйомність.

Коментар до решти позначок у стовбці „Інші дані”: а) „**рукави ув'яз.**» – виконано обов'язкову операцію закріплення (ув'язування) зовнішнього з'єднувального рукава хвостового вагона, щоб запобігти його небезпечним випадковим рухам від поштовхів у поїзді, оскільки на кінці гумового рукава знаходиться чавунна головка; б) „**сигнал с**” – хвостовий вагон має хвостовий сигнал встановленого зразка (знімається обов'язково [5, п. 7.3]); в) „**ТХВ 4,6**” – значення (у кГ/см^2) виміряного надлишкового тиску в гальмовій магістралі хвостового вагона; г) „**ГЦХВ 100**” – значення (у мм) виміряного виходу штока ГЦ хвостового вагона; д) „**ВЗустр**” та „64859614” – номер вагона, біля якого зустрілися оглядач головної групи вагонів з оглядачем хвостової групи вагонів складу поїзда із особистим підписом оглядача хвостової групи при виконанні випробування гальм у дві особи (при випробуванні гальм поїзда одним оглядачем відповідний запис відсутній); е) „**П (прод. 8)**” – до складу вантажного поїзда входять пасажирські вагони (або локомотиви), а запис у дужках пояснює, що в даному випадку наявна так звана „пролітка” на вісім осей, тобто є два пасажирських вагона з вимкненими гальмами, ГМ яких служать лише для наскрізного проходу стисненого повітря.

Під таблицєю у довідці на рис. 7.1 у відповідному рядку зазначено отриману щільність ГМ поїзда. Порядок перевірки надано у п. 5 табл. 7.2. Запис „0,5/45” означає, що зниження тиску в ГР локомотива на $0,5 \text{ кГ/см}^2$ при визначенні щільності було досягнуто за

45 секунд. Для даного прикладу найменший припустимий час становить 40 секунд, тобто цілністю відповідає нормі [8, табл. 9.1].

У відповідному випадку до стовбця „Інші дані” ВУ-45 вантажного поїзда додається позначка „В10” – виконане повне випробування гальм поїзда з увімкненням ПР №483 на гірський режим та витримкою загальмованого стану протягом 10-ти хвилин. Після зазначення номера хвостового загону оглядач (головної групи) вагонів ставить свій особистий підпис.

У самому нижньому рядку довідки на рис. 7.1 стоїть запис „40-200/200”. Подібний запис робить машиніст локомотива після так званого „випробування гальм на ефективність”. Зазначене випробування обов'язково виконується після відправлення поїзда на певній ділянці колії, яка встановлюється місцевими інструкціями, що повинні відповідати встановленим вимогам [8, п. 10.1.2]. Наведений у даному прикладі запис означає, що випробування гальм на ефективність повинно бути виконано зі швидкості руху 40 км/год, а гальмова путь при цьому не повинна бути більшою за 200 м (згідно з місцевою інструкцією). Після дробу машиніст проставляє отримане фактичне значення гальмової путі за даними локомотивного швидкісного міра (швидкісного стрічки).

Приклад 2. Заповнити довідку ф. ВУ-45 для пасажирського поїзда №167 „Столичний експрес”, який складається з локомотива ЧС7, восьми вагонів типу „Україна” та одного вагона-автомобільного (всі вагони виробництва ВАТ „КрВЕЗ”).

Розв'язання. Заповнення наведено на рисунку 7.2. Нижче розглядаються лише відмінності й особливості порівняно з попереднім прикладом щодо вантажного поїзда.

Українівець Форма ВУ-45
 ДНЕПРОПЕТРОВСК 451180 Час видачі 11 год 11 хв

ДОВІДКА
 про забезпечення поїзда гальмівної та справної їх дію

Локомотив, серія № ЧС7-288 „10” 12 200 6 р
 Поїзд № 167 вагою 716 т. Всього вагонів 9
 Потрібне натиснення колодок в тс 558
 Ручні гальма в осей 38

Гальмове натиснення на вісь, тс	Кількість осей	Натиснення колодок, тс	Інші дані
1,25			
2,5			Е10
3,5			
5			К-100
6			
6,5			
7			
8			
8,5			
9			
10	4	40	ГЦХВ 152
12,5	32	400	ВЗустр
14			16001
15			
16	8	128	
18			
Всього	44	568	

Наявність ручних гальмових осей 38
 Цілісність гальмової мережі поїзда 0,7 / 1 хв.
 Хвостовий вагон № 31156 Підпис

Рисунок 7.2 – Приклад заповнення довідки ВУ-45 для пасажирського поїзда

Пасажи́рські вагони типу „Украї́на” (моделі 61-779 усіх індексів) мають натиснення гальмових колодок на одну вісь 12,5 тс (у перерахунку на чавунні). Зазначена величина натиснення відсутня у переліку типового бланка ВУ-45, тому виконано відповідне дописування у графі „12”. До речі, дослідні вагони типу „Україна-2” (мод. 61-788 та 61-789З виробництва ВАТ „КрВБЗ”) обладнано дисковими гальмами із натисненням на одну вісь відповідно 12,9 та 14,05 тс у перерахунку на чавун, що також потребує виправлення бланка. Вагон-автомобілевіз має розрахункове натиснення на вісь 10 тс, а локомотив ЧС7 – 16 тс (для пасажирських поїздів гальма та вага локомотива беруться в розрахунок [8, табл. Д.2.2 та Д.2.3]). Оскільки поїзд обладнано ЕПГ із композиційними колодками та призначено для руху зі швидкістю до 140 км/год, то його єдине найменше гальмове натиснення в перерахунку на чавунні гальмові колодки на кожні 100 т ваги складає 78 тс [8, Додаток 2, п. 1.9].

Фактичну вагу вагона пасажирського поїзда визначають як суму тари, яка нанесена у вигляді графарета на кузові вагона, та розрахункового навантаження від спорядження і пасажирів з багажем за такими нормами на один вагон: а) СВ і „м'яких” вагонів на 20 посадочних місць – 2 тс; б) решти вагонів із м'якими місцями – 3 тс; в) купейних – 4 тс; г) некупейних плапкартного типу та вагонів-ресторанів – 6 тс; д) неплапкартних і мікобласних – 9 тс [8, п. 8.2]. Завантаження поштових, багажних, поштово-багажних вагонів, а також вагонів спеціального призначення визначається за поїзними документами. Розрахунок за даними цього прикладу дає потрібне натиснення 716-78/100=558 тс; а фактичне становить 568 тс, тобто поїзд гальмами забезпечено.

Оскільки всі пасажирські вагони обладнані ручними гальмами, то їх потрібна кількість **не розраховується**, а у довідці зазначається наявність кількості гальмових осей зі стовпним гальмом у поїзді (з урахуванням осей локомотива). При видачі довідки про гальма для швидкісного поїзда обов'язковою вимогою є наявність підписів **трьох** оглядачів вагонів (ОВ) або оглядачів вагонів – ремонтників (ОВР).

У стовбці „Інші дані” на рис. 7.2, окрім вже розглянутих вище у прикладі 1, містяться два записи: а) „ЕПГ” – який засвідчує працездатний та увімкнений стан ЕПГ та б) „К-100” – що вказує відсоток вагонів у складі поїзда, які обладнано композиційними гальмовими колодками. До цього ж стовбця у відповідних випадках додаються такі позначки: а) „ЕПГ” – у поїзді увімкнено ЕПГ, але наявні один-два вагона з увімкненими гальмами без ЕПГ; б) „РЦ” – у складі поїзда є вагони з увімкненими гальмами зі ступінчастим відпусканням (вагони габариту RIC із ПР західноєвропейського типу).

7.4 Особливості обслуговування гальм взимку

Умови роботи гальмового обладнання при зменшенні температури навколишнього повітря погіршуються. Це має механічне та термодинамічне підґрунтя.

До шкідливих **механічних** чинників відносяться:

- загущення змазки всередині гальмових приладів, що утруднює відносний рух їх деталей;
- зменшення в об'ємі гумових прокладок, що збільшує втрати стисненого повітря;
- замерзання вологи всередині гальмових приладів, що створює перешкоди проходженню повітря між камерами;
- намерзання льоду в шарнірах ГВП, що утруднює відносний рух важелів;
- намерзання льоду на композиційні гальмові колодки (див. п. 4.5.1), що зменшує ефективність гальм (до того ж на початку гальмування холодні композиційні колодки мають низький коефіцієнт тертя);
- випадіння іносу на рейки, що створює умови для їзда колісних пар.

Шкідливі **термодинамічні** чинники пов'язано зі зміною властивостей робочого тіла пневматичних гальм, яким є стиснене повітря, залежно від його температури. Вище

зазначалося, що при стисненні повітря воно нагрівається (див. приклад 8 з п. 5.4), а при потраплянні у ГМ поїзда – охолоджується. Звідси манометри, які встановлено на локомотиві, взимку показують тиск повітря при вищій температурі, ніж вона є, особливо в ГМ хвостового вагона. Тиск повітря в резервуарі прямопропорційно змінюється залежно від його температури (див. розрахунок другого етапу з прикладу 6 з п. 5.4). Взимку більш небезпечним є потрапляння води в середину ГМ (див. приклад 9 з п. 5.4), оскільки можливо утворення льоду. При зменшенні температури повітря уповільнюються газодинамічні процеси (див. формули (5.27) і (5.28) та приклад з п. 5.6).

Зазначені особливості вимагають **спеціальних заходів** щодо забезпечення справної роботи гальмового обладнання рухомого складу взимку [8, с. 18]:

- більш частих випусках конденсату із ГР та продувках ГМ;
- видавленні льоду (обстукуванням) з деталей ГВП;
- звертанні додаткової уваги на щільність місць з'єднань пневматичних гальмових приладів та наявність контакту в електромережі поїзда;
- запусканні компресора локомотива, що знаходився у відстої при температурі нижче -30°C , тільки після попереднього підігрівання мастила в картері;
- виконанні не менше двох разів повних гальмування та відпускання перед випробуванням автогальм состава від стаціонарної компресорної установки, якщо температура повітря -40°C і вище;
- зберіганні при температурі навколишнього повітря пневматичних приладів, що призначені для заміни несправних в умовах експлуатації на рухомому складі;
- відігріванні (в разі потреби) замерзлих місць гальмового обладнання.

Виявити замерзле місце (**льодову пробку**) можна по глухому звуку при обстукуванні повітропроводу. Дозволяється відігрівати замерзлі місця відкритим вогнем, якщо поблизу (ближче 2 м) немає паливних баків, паливо- та мастилопроводів, легкозаймистих речовин і т.ін. Взимку місця витоків стисненого повітря з ГМ та гальмових приладів можуть бути виявлені за зовнішніми ознаками – утворення іною або так званих „чорновин” (скупчень забрудненого та загуслого мастила).

Експлуатація пневматичних гальм у зимових умовах вирізняється:

- більш глибоким розрядженням ГМ поїзда під час першого ступеня гальмування (на $0,2...0,3 \text{ кг/см}^2$ більше, ніж влітку) для підвищення надійності спрацювання гальм;
- частим виконанням гальмувань (не рідше ніж через кожні 20 хвилин) як для перевірки роботи гальм, так і для поновлення працездатності гальмового обладнання;
- застосуванням місцевих інструкцій, які складено на основі досвіду експлуатації гальм на ділянках з крутими затяжними спусками або тих, що зазнають снігових заметів, аж до закриття на них руху.

Взимку за вказівкою (наказом) начальника залізниці може бути встановлено на окремих ділянках колій змикання ПР вантажних вагонів на навантажений режим, якщо вагон обладнано композиційними холодохимами та його фактичне навантаження **нетто** становить понад 10 тс на одну вісь. Після проходження поїздом такої ділянки колій режим увімкнення ПР повинен бути приведено у відповідність до табл. 7.1 ([8], п. 7.1.12).

У разі виявлення відмови автогальм необхідно виконати ЕГ та вжити всіх можливих заходів щодо зупинки поїзда. При цьому за **марної сироби зупинити поїзд** слід подати звуковий сигнал „загальна тривога” – повторюванням груп з одного довгого та трьох коротких звуків (у випадку подавання ударами – довгий сигнал відтворюється частим повторюванням ударів один за одним, а короткий – рідкими ударами за числом необхідних коротких звуків) [5, п.п. 9.1 та 9.2]. Провідник вагона за сигналом загальної тривоги повинен відкрити стоп-кран і привести у дію ручне гальмо вагона (кондуктор виконує ті самі дії на всіх вагонах, які обслуговує). Машиніст локомотива по радіозв'язку повинен повідомити про відмову автогальм поїзда або диспетчера (ДЦ), або чергового (ДСП) по станції, до якої наближається поїзд, щоб вони вжили заходів щодо вільного приймання поїзда на станцію чи його пропускання через неї.

8 КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

До розділу 1

1. Що називається гальмом на залізничному рухомому складі? Яке призначення мають гальма?
2. З якого року на залізницях колишнього СРСР було запроваджено автоматичні гальма?
3. Дайте класифікацію залізничних гальм.
4. Наведіть класифікацію елементів пневматичної частини гальм та поясніть призначення цих елементів.
5. Які елементи складають механічну частину гальм? Яке функціональне призначення вони мають?
6. Перелічіть реверсивні (динамічні) види гальм та дайте стисле пояснення щодо них.
7. Сформулюйте основний закон дії гальм, що працюють на стисненому повітрі.
8. Поясніть дію пневматичного гальма під час його зарядження та відпускання.
9. Який принцип дії пневматичного гальма на стисненому повітрі при гальмуванні?
10. Що таке „перекрип” у гальмуванні?
11. Поясніть дію тисового пневматичного автогальма при зриві стоп-крана.
12. Яке гальмо називається прямодіючим? Наведіть його головні переваги та недоліки.
13. Яка основна властивість відрізняє прямодіюче автоматичне гальмо від непрямодіючого гальма?
14. Що таке ЕПГ? Як діє ЕПГ під час гальмування?
15. Назвіть основні складові ГВП та її призначення.
16. Чому пневматичні гальма називають автоматичними?
17. Що таке гальмова та відпускна хвиля у залізничному поїзді? Яким чисельним параметром вони характеризуються?
18. Наведіть класифікацію автоматичних пневматичних гальм за характеристикою їх дії та поясніть основні властивості кожної з груп цих гальм.
19. Поясніть поняття „м'якість дії гальм”.
20. Назвіть та поясніть основні функції ПР.
21. У чому різниця екстреного та повного службового гальмувань?
22. Назвіть головні нормативно-технічні документи, якими регулюються питання технічної експлуатації залізниць України.

До розділу 2

1. Наведіть види гальм локомотива та призначення кожного з них (на прикладі електровоза ДС3).
2. Чим забезпечено якість стисненого повітря в гальмовій системі електровоза ДС3?
3. Дайте перелік гальмового пневматичного обладнання локомотива.
4. Назвіть повітряні трубопроводи, якими обладнано локомотив.
5. Які повітряні магістралі проходять уздовж електропоїзда (на прикладі ЕР200)?
6. Наявністю яких гальмових приладів відрізняється головний (хвостовий) вагон від решти вагонів складу електропоїзда?
7. Які гальмові прилади розміщуються назовні пасажирського вагона (під вагоном)?
8. Які з гальмових приладів розміщуються всередині пасажирського вагона?

9. Яку особливість має навішування ручки крана екстреного гальмування на вагонах пасажирського та вантажного вітчизняних парків?
10. Поясніть, яку гальмову пневмосхему називають схемою командного типу.
11. Який елемент пневмосхеми гальм називається „повторювач” та яке він має призначення?
12. Яке пневматичне гальмове обладнання знаходиться на універсальному вантажному вагоні?
13. Де на рухомому складі знаходяться кінцеві крани та яке вони мають призначення?
14. Яку принципову відмінність мають пневматичні гальма вітчизняних пасажирських вагонів порівняно з вантажними вагонами?
15. Яка схема пневмогальм називається гібридною та для чого її застосовують?
16. Які вагони обладнують суміщеним гальмо та для чого це робиться?

До розділу 3

1. У чому полягає принципова різниця між ЕПГ та ПГ?
2. Дайте перелік основних складових ЕПГ.
3. Які переваги та недоліки має ЕПГ по відношенню до ПГ?
4. Струмом якого роду керуються всі схеми ЕПГ магістральних залізниць країни СНД?
5. Струмом якого роду виконується контроль праездатності ЕПГ при відпущеному гальмі вітчизняного пасажирського поїзда локомотивної тяги?
6. Як прийнято називати лінійні дроти ЕПГ пасажирського поїзда?
7. Які вентилі ЕПР знаходяться у збудженому стані під час перекритті у пасажирському поїзді?
8. Назвіть елементи, які використовуються в якості зворотного провідника електроструму в схемах ЕПГ пасажирських та вантажних поїздів.
9. Які основні переваги має п'ятидротова схема ЕПГ по відношенню до схем з меншою кількістю лінійних електропроводників?
10. У чому переваги застосування для вантажних поїздів однодротової схеми ЕПГ?
11. Назвіть специфічну класифікаційну ознаку ЕПГ та наведіть класифікацію ЕПГ.

До розділу 4

1. Що розуміють під односторонньою дією ГЦ?
2. Які особливості мають симетричні та несиметричні ГВП?
3. Наведіть переваги притаманні ГВП з одностороннім та двостороннім натисненням гальмових колодок на колесо.
4. Що показує величина передаточного числа ГВП? Чим відрізняється силовне передаточне число від кінематичного?
5. Наведіть ескіз та поясніть призначення кутів нахилу для колодкового гальма?
6. Перелічіть головні вимоги щодо конструкції ГВП?
7. Для чого потрібен авторегулятор виходу штока ГЦ? Які типи авторегуляторів застосовуються на вітчизняному рухомому складі?
8. В чому полягає основний недолік авторегуляторів гвинтового типу?
9. Назвіть розміри, що контролюються для гвинтових авторегуляторів у експлуатації. Яка роль цих розмірів у процесі дії авторегулятора?
10. Перелічіть різновиди схем натисень гальмових колодок, які притаманні вітчизняним локомотивам та пасажирським і вантажним вагонам.
11. Як на пасажирському вагоні привести у дію ручне гальмо? Для чого це може бути потрібно?
12. Чому при заміні чавунних колодок на композиційні слід переставити затяжку горизонтальних важелів ГВП вагона?

13. Що подіє в собі гальмовий блок?
14. Поясніть основні переваги схеми повільного гальмування.
15. Дайте класифікацію гальмових колодок за конструкцією та матеріалами.
16. Які переваги і недоліки мають чавунні та композиційні гальмові колодки?
17. Яка гальмова колодка називається комбінованою? Які вона має корисні властивості?
18. В чому переваги секційної колодки по відношенню до типової?
19. Наведіть залежності коефіцієнтів тертя гальмових колодок від швидкості руху.
20. Перелічіть фактори, від яких залежить коефіцієнт тертя?
21. Які підстави передбачено для заміни гальмових колодок в експлуатації?
22. Назвіть та стисло поясніть основні теорії тертя, які набули найбільшого розповсюдження.

До розділу 5

1. Назвіть внутрішні та зовнішні сили, що діють на колесо під час гальмування.
2. Дайте визначення гальмової сили.
3. У чому сутність умовного способу перерахунку дійсних гальмових натиснень у розрахунку?
4. Чим відрізняються повна та питома гальмові сили?
5. Дайте визначення гальмового коефіцієнта поїзда та єдиного найменшого гальмового натиснення.
6. Яка існує залежність між силою натиснення гальмової колодки на колесо та його статичним навантаженням?
7. У чому полягає різниця гальмового коефіцієнта та розрахункового коефіцієнта натиснення?
8. Розкрийте механізм зневантаження колісних пар при гальмуванні рухомого складу.
9. Дайте перелік причин юза.
10. Які причини призводять до появи повзунів (дефектів поверхонь катання коліс)?
11. В чому причини появи наварів на поверхнях катання залізничних коліс?
12. Наведіть залежність від швидкості руху коефіцієнта зчеплення коліс із рейками.
13. Перелічіть фактори, від яких залежить коефіцієнт зчеплення?
14. Яка основна умова без'юзового гальмування?
15. Які основні напрямки розрізняють у типовому розрахунку гальма одиниці рухомого складу? Перелічіть основні параметри, які визначаються під час типового розрахунку гальма.
16. Дайте визначення поняття „гальмова путь поїзда”.
17. Чим відрізняються поняття повної та дійсної гальмових путей?
18. Що таке номограма гальмової путі та які параметри руху потрібні для користування нею?
19. Розкрийте сутність поняття основного та додаткового опору руху щодо залізничного рухомого складу.
20. Які одиниці величин тиску використовуються в техніці?
21. Перелічіть основні закони термодинаміки, що використовуються для газодинамічних розрахунків?
22. Чому отвори для перетікання стисненого повітря у гальмових приладах називають дросельними? Назвіть різновиди дросельних отворів.
23. Що таке пневмореостат і для чого він потрібен?
24. Чому процес критичного витікання стисненого повітря відбувається з незмінною в часі витратою?
25. Назвіть основні нормативні показники гальм західноєвропейських залізниць.

26. Які зусилля називають поздовжньо-динамічними при гальмуванні та від чого вони залежать?
27. Назвіть фази процесу гальмування поїзда та розкрийте їх технічний сенс.

До розділу 6

1. Перелічіть основні переваги та недоліки дискових гальм.
2. Які гальма називають електромагніторейковими? В чому їх переваги та вади?
3. Які застосовують способи та діапазони висоти підвішування башмаків ЕМРГ?
4. Неведіть відмінності ЕМРГ та МРГ.
5. Які переваги має ЛВГ? Які недоліки притаманні ЛВГ в принципі?
6. В чому полягає кінематична причина клиноподібного зношування гальмових колодок та накладок?
7. За якими ознаками класифікуються протиозні пристрої?
8. Що таке швидкісне регулювання зусилля натиснення гальмових колодок і для чого воно потрібно?
9. Який пасажирський залізничний рух відносять до швидкісного, а який – до високошвидкісного?
10. Назвіть межі швидкостей руху технічної доцільності обладнання одиниць залізничного рухомого складу основними різновидами гальм (колодковим, дисковим, електричним та електромагнітно-рейковим).

До розділу 7

1. Які режими та в яких умовах передбачено вмикати на ПР вітчизняних локомотивів вантажного роду служби?
2. Назвіть режими увімкнення ПР вантажних вагонів.
3. Наведіть умови увімкнення для всіх режимів ПР пасажирського типу.
4. Назвіть види випробувань залізничних гальм в експлуатації.
5. Коли слід виконувати повне випробування гальм?
6. Поясніть поняття „цілісність гальмової мережі поїзда“.
7. Наведіть перелік операцій виконання повного випробування гальм вантажного поїзда.
8. Наведіть послідовність перевірки дії ЕПГ пасажирського поїзда.
9. В яких випадках виконується скорочене випробування гальм?
10. Що саме перевіряється під час скороченого випробування гальм?
11. Яке випробування гальм у поїздах виконується на станціях формування перед відправленням, якщо попередньо не виконувалося випробування гальм від стаціонарної мережі?
12. Яке випробування гальм у поїздах виконується після роз'єднання міжвагонних рукавів у складі поїзда чи причеплення рухомого складу або після перекриття кінцевого крана у складі поїзда?
13. Яке випробування гальм у поїздах виконується після зміни локомотива?
14. Як випустити гальмове пневмообладнання одного вагона з гальмової мережі поїзда?
15. Як визначити вагу вантажного та пасажирського поїзда?
16. Як визначити фактичне натиснення гальмових колодок/накладок у пасажирському поїзді?
17. В яких випадках випускають довідку форми ВУ-45, хто її випускає та кому видає?
18. В якому випадку машиністу вантажного поїзда слід видати гальмові башмаки?
19. В чому полягають особливості обслуговування та експлуатації гальм взимку?
20. Яку послідовність звуків має сигнал „Загальна тривога“?

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. *Иноземцев В.Г., Кисаринов В.М., Ясенцев В.Ф.* Автоматические тормоза: Учебник для вузов ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.
2. *Иноземцев В.Г.* Тормоза железнодорожного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.
3. *Етимологічний словник української мови.* Т.1. – К.: Наук. думка, 1982. – 638 с.
4. *Правила технічної експлуатації залізниць України.* – К.: Транспорт України, 2003. – 133 с.
5. *Інструкція з сигналізації на залізницях України (№ ЦШ-0001).* – К.: Транспорт України, 1995. – 238 с.
6. *Інструкція з руху поїздів і маневровій роботі на залізницях України (№ ЦД-0058).* – К.: ТОВ „Імпрес”, 2005. – 462 с.
7. *Інструкція з технічного обслуговування, ремонту та випробування гальмового устаткування локомотивів і моторвагонного рухомого складу (№ ЦТ-0058).* – К.: Транспорт України, 2003. – 254 с.
8. *Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України (№ ЦТ-ЦВ-ЦД-0015).* – К.: Транспорт України, 2002. – 145 с.
9. *Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів (№ ЦВ-ЦД-0013).* – К., 2005. – 160 с.
10. *Інструкція з ремонту електронних противошних пристроїв пасажирських вагонів (№ ЦД-0047).* – К., 2005. – 36 с.
11. *Інструкція з експлуатації гальм спеціального рухомого складу залізниць України (№ ЦРБ-0032).* – К., 2006. – 100 с.
12. *Інструкція з розшифрування параметрів руху тягового рухомого складу за електронними швидкісними стрічками (№ ЦТ-0054) / Розробники: А.А. Посмітюха, В.Л. Черевко.* – К.: Транспорт України, 2002. – 64 с.
13. *Электровоз магистральный ДСЗ: Руководство по эксплуатации (ЗТП.001.019 РЭ1).* Ч.1. Описание работы. – Днепропетровск: ГП НПК «Электровозостроение», 2004. – 272 с.
14. *Балон Л.В., Яицков И.А.* Конструктивные особенности пневматической тормозной системы грузопассажирского электровоза ДСЗ// Тр. 62-й вузовской науч.-теорет. конф. „Транспорт-2003”. – Ч.2. – Ростов-на-Дону: РГУПС, 2003. – С. 153-156.
15. *Пневматическое оборудование электропоезда ЭР200// ЭТТ.* – 1973. – №8. – С. 39-41.
16. *Бабак А.М., Белявский А.С.* Взаимодействие разнотипных тормозов в поезде// Збірн. наук. праць КУЕТТ, Серія „Транспортні системи і технології”, вип. 5. – К.: КУЕТТ, 2004. – С. 5-7.
17. *Албегов Н.А., Фокин М.Д., Ясенцев В.Ф.* Электропневматические тормоза. – М.: Транспорт, 1974. – 232 с.
18. *Тормозное оборудование ж.-д. подвижного состава: Справочник/ В.И. Крылов, В.В. Крылов, В.Н. Ефремов, П.Т. Демушкин.* – М.: Транспорт, 1989. – 495 с.
19. *Балон Л.В., Яицков И.А.* Эффективность тормозной рычажной передачи грузопассажирского электровоза ДСЗ// Вестник Рост. гос. ун-та путей сообщ. – Ростов-на-Дону: Изд-во РГУПС, 2003. – №1. – С. 26-31.
20. *Гребенюк П.Т., Клык Е.В.* Тормозные расчёты подвижного состава. – М.: Транспорт, 1969. – 72 с.

21. Двухосная тележка для грузовых вагонов нового поколения с нагрузкой от оси на рельсы 245 кН/ Лашко А.Д., Радыховский А.А.// Залізнич. транспорт України. – 2007. – №2. – С. 53-57.
22. Крылов В.В. Новые решения в тормозном оборудовании// Ж.-д. транспорт. – 2005. – №2. – С. 51-53.
23. Guillemin B.A. Revolution In Freight Train Braking Has Begun// International Railway Journal. – 2000. – №4. – P. 23-24. (Англ.)
24. Заборовский М.А. Комбинированные композиционные тормозные колодки// Железнодорожный транспорт. – №9. – 1964. – С. 73.
25. Кошкин Н.И., Ширкевич М.Г. Справочник по элементарной физике. – М.: Наука, 1982. – 208 с.
26. Назев И.А., Дружков Д.А., Страхов Н.А. Опыт разработки и производства железнодорожных композиционных колодок в ОАО «Фритекс»// Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – №4. – С. 48-51.
27. Вуколов Л.А., Жаров В.А. Сравнительные фрикционные характеристики металлокерамических и полимерных композиционных тормозных колодок// Вестник ВНИИЖТ. – 1999. – №4. – С. 19-24.
28. Газай Э.И. Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы: Учебное пособие. Ч.2. Фрикционные узлы тормозов/ Белорус. ин-т инж. ж.-д. трансп. – Гомель: БелИИЖТ, 1993. – 69 с.
29. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
30. Марков Д.П. Фолонное трение// Трение и износ. Т.23. – 2002. – №6. – С. 597-606.
31. Сугак П.А., Щегров В.М. Тормоз системы КЕ. – М.: Транспорт, 1979. – 72 с.
32. Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с. (с изменениями и дополнениями, введенными в действие с 01 февраля 2000 г.)
33. Типовой расчёт тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1996. – 33 с.
34. Правила тяговых расчётов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
35. Балан Л.В., Януков Н.А. Исследование тормозной системы командного типа магистрального грузо-пассажирского локомотива// Вісн. Східноукр. нац. ун-та ім. В. Даля. – 2005. – №8 (90). – С. 7-10.
36. Дмитриев В.Н., Грабцевский В.Г. Основы пневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
37. Казаринов В.М., Иноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов. – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.
38. Герц Е.В. Пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1968. – 359 с.
39. Дмитриев Д.В. К вопросу моделирования рабочих процессов тормозных приборов железнодорожного подвижного состава колес 1520 мм// Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія „Транспортні системи і технології”. Вип. 6. – К.: КУЕТТ, 2004. – С. 18-23.
40. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
41. Пархомов В.Т. Устройство и эксплуатация тормозов. – М.: Транспорт, 1994. – 208 с.
42. Погорельский Б.Г. Справочник осмотровщика вагонов. – М.: Транспорт, 1989. – 127 с.
43. Handbook: Brake Engineering Terms and Data (Rail Vehicle Brakes). – Munchen: Klopff-Bremse, 1995. – 147 p. (Англ. та нім.)
44. Перица Ю.И. Улучшение продольной динамики поездов// Ж.-д. транспорт. – 1980. – №10. – С. 45-49.
45. Казаринов В.М., Карвацкий Б.Л. Расчёт и исследование автотормозов. – М.: Трансжелдориздат, 1964. – 231 с.

46. Гребенюк П.Т. Динамика торможения грузовых поездов// Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – №1. – С. 17-22.
47. Жуковский Н.Е. Работа (усилие) русского сквозного и американского несквозного прибора при трогании поезда с места и в начале его движения// Бюл. Экспериментального ин-та путей сообщ. – 1919. – №13. – С. 31-57.
48. Лазарян В.А. Исследование неустановившихся режимов движения поезда. – М.: Трансжелдориздат, 1949. – 135 с.
49. Вершинский С.В. Продольная динамика вагонов в грузовых поездах// Тр. ВНИИЖТ, вып. 143. – М.: Транспорт, 1957. – 270 с.
50. Гребенюк П.Т. Динамика торможения тяжеловесных поездов// Тр. ВНИИЖТ, вып. 585. – М.: Транспорт, 1977. – 152 с.
51. Блохин Е.П., Манаткин Л.А. Динамика поезда (нестационарный продольные колебания). – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
52. Нормы расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов колес 1520 мм (песамеходных). – М.: ВНИИ-ВНИИЖТ, 1983. – 259 с.
53. Грузовые вагоны колес 1520 мм железных дорог СССР (альбом-справочник). – М.: Транспорт, 1989. – 176 с.
54. *Modern Railways*. – 2002. – №641. – P. 54-56. (Англ.)
55. *International Railway Journal*. – 2000. – April. – P. 27. (Англ.)
56. ETR. – 1986. – №11. – S. 753-761. (Нім.)
57. Тормоз пассажирского вагона: Пат. 2272729.С2 Россия, МПК⁷ В61Н 11/02. ОАО «КрВЭС», Приходько В.И., Коробка Б.А., Шляев В.Н., Шкабров О.А., Стерняга Я.М., Морока В.А., Суляженко В.М., Набока В.Н., Ермаков В.В. №2004117014/11; Заявл. 07.06.2004; Опубл. 27.03.2006. Бюл.№9.
58. Базон Л.В. Электромагнитные рельсовые тормоза. – М.: Транспорт, 1979. – 104 с.
59. Breisl W. Permanentenmagnete-ein neuer Weg in der Bremstechnik// Eisenbahntechnische Rundschau. – 1996. – №3. – S. 143-146. (Нім.)
60. Железные дороги мира. – 2000. – №3. – С. 45-48 (Oosten H. et al. Glasers Annalen. – 1997. – №12. – S. 613-617).
61. Kröger U. Prinzip, Entwicklung und Konstruktion der Linearen Wirbelstrombremsen// ZEV-Glas. Ann. (vol.109) – 1985. – №9. – S. 368-374. (Нім.)
62. Бесценная О.В., Тамоян Г.С., Фокин М.Д. и др. Разработка и испытание тормозов на вихревых токах// Вестник ВНИИЖТ. – 1981. – №1. – С. 43-46.
63. Cannel P., Frechede L. Les freins a courant de Foucault// Revue generale des Chemins de fer. – 1996. – №10. – P. 5-17. (Фр.)
64. Meier-Credner W.-D. Lineare Wirbelstrombremsen des Zuges ICE-3// Eisenbahntechnische Rundschau. – 2000. – №6. – S. 412-418. (Нім.)
65. Kröger U. Bremserichtungen im ICE// Eisenbahntechnische Rundschau. – 1989. – №9. S. 575-580. (Нім.)
66. Галай Э.И. Концепция адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий для электропоезда// Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей. – Гомель, 1998. – С. 59-64.
67. Патент РБ №4989. Тормозная система железнодорожного транспортного средства/ Галай Э.И., Рудов П.К.// Офіційний бюлетень Винаходств, карисныя мадэлі, прамысловыя ўзоры/ Камітэт па извучэнні і тэхналогіям пры Савеле Міністраў Рэспублікі Беларусь. – 2003. – №1.
68. Ж-д. мира. – 1989. – №5. – С. 34-42. (Eisenbahntechnische Rundschau. – 1988. – №1/2. – S. 31-50).

Рекомендована література

1. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с.
2. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов: Учебное пособие вузов ж.-д. транспорта / П.С. Анисимов, В.Я. Юдин, А.Н. Шамаков, С.Н. Коржин; Под ред. П.С. Анисимова. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с.
3. Асадченко В.Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта. – М.: Маршрут, 2004. – 120 с.
4. Гребенюк П.Т. Правила тормозных расчетов. – М.: Интекст, 2004. – 111 с.
5. Газай Э.И. Повышение эффективности электропневматических тормозов. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 182 с.
6. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава ж.-д. транспорта: Учебное иллюстрированное пособие для студентов вузов, техникумов, колледжей и учащихся образовательных учреждений ж.-д. транспорта, осуществляющих начальную профессиональную подготовку. – М.: УМК МПС России, 2002. – 128 с.
7. Венцевич Л.Е. Локомотивные скоростемеры и расшифровка скоростемерных и диаграммных лент. – М.: УМК МПС России, 2002. – 272 с.
8. Автотормозное и пневматическое оборудование подвижного состава рельсового транспорта: Каталог комплектующего оборудования 47-97. – М.: ЦНИИТЭИгжмаш – АСТО, 1999. – 111 с.
9. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава: Вопросы и ответы. – М.: Транспорт, 1987. – 270 с.
10. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчеты: Справочник. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
11. Иноземцев В.Г., Абакизин И.В. Тормозное и пневматическое оборудование подвижного состава. – М.: Транспорт, 1984. – 342 с.
12. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебник для учащихся техникумов ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1983. – 360 с.
13. Крылов В.И., Крылов В.В., Лобов В.Н. Приборы управления тормозами. – М.: Транспорт, 1982. – 135 с.
14. Богданов В.Б., Второв А.К. Пособие по обслуживанию тормозов вагонов. – М.: Транспорт, 1981. – 150 с.
15. Затылов Г.Н. Управление тормозами и обслуживание их в поездах. – М.: Транспорт, 1980. – 247 с.
16. Крылов В.И., Клык Е.В., Ясенцев В.Ф. Тормоза подвижного состава: Иллюстрированное пособие. – М.: Транспорт, 1980. – 271 с.
17. Второв А.К. Пособие осмотрищику-автоматчику. – М.: Транспорт, 1974. – 160 с.
18. Казаринов В.М. Автотормоза: Учебник для вузов ж.-д. транспорта. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – 239 с.
19. Казаринов В.М., Карватский Б.Л. Расчет и исследование автотормозов. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 231 с.
20. Карватский Б.Л. Общая теория автотормозов. – М.: Трансжелдориздат, 1947. – 300 с.
21. Болонов В., Гринштейн Г. Автоматические тормоза. – М.: ОГПЗ – ГОСТРАНСИЗДАТ, 1932. – 264 с.
22. Егорченко В.Ф. Тормаз Кунце-Кнорра для товарных вагонов и ряду других систем товарных тормозов. – М.: Транспечать, 1925. – 53 с.

Додаток А – Перелік стандартів стосовно гальм

А.1 Стандарти щодо елементів конструкції гальм

1. ГОСТ 10393-99 Компрессоры воздушные поршневые для тягового подвижного состава. Общие технические условия.
2. ГОСТ 1203-75 Чека тормозной колодки для вагонов железных дорог колес 1520 мм. Технические условия.
3. ГОСТ 1204-67 Башмак тормозной колодки поворотный для вагонов железных дорог колес 1520 мм. Технические условия.
4. ГОСТ 1205-73 Колодки чугунные, тормозные для вагонов и тендеров железных дорог широкой колес. Конструкции и основные размеры.
5. ГОСТ 1561-75 Резервуары воздушные для автотормозов вагонов железных дорог. Технические условия.
6. ГОСТ 23213-84 Скоростемеры локомотивные. Общие технические условия.
7. ГОСТ 2405-88 Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, напорометры, тягомеры и тягонапорометры. Общие технические условия.
8. ГОСТ 2593-82 Рукава соединительные для тормозов подвижного состава железных дорог. Технические условия.
9. ГОСТ 28186-89 Колодки тормозные для моторвагонного подвижного состава. Технические условия.
10. ГОСТ 30249-97 Колодки тормозные чугунные для локомотивов. Технические условия.
11. ГОСТ 30419-96 Устройства воздухообеспечения тормозного оборудования. Компрессоры. Общие требования безопасности.
12. ГОСТ 30467-97 Исполнительные устройства и арматура тормозного оборудования подвижного состава. Общие требования безопасности.
13. ГОСТ 30496-97 Стоп-краны для пневматических систем тормозного оборудования подвижного состава железных дорог. Общие технические условия.
14. ГОСТ 30632-99 Башмак и чека тормозной колодки для локомотивов магистральных железных дорог колес 1520 мм. Общие технические условия (ДСТУ ГОСТ 30632:2002).
15. ГОСТ 3262-75 Трубы стальные водопроводные. Технические условия.
16. ГОСТ 3269-78 Башмак тормозной неповоротный для грузовых вагонов железных дорог колес 1520 мм. Технические условия.
17. ГОСТ 38-72 Кошлы резиновые уплотнительные для соединительных головок тормозных рукавов и концевых кранов автотормозов. Технические условия.
18. ГОСТ 4686-74 Триантели тормозной рычажной передачи тележек грузовых вагонов магистральных железных дорог колес 1520 (1524) мм. Технические условия.
19. ГОСТ 8733-74 Трубы стальные бестовные холоднодеформированные и теплодеформированные. Технические требования.
20. ГОСТ 9650-80 Оси. Технические условия.

А.2 Стандарти щодо виконання графічних схем

1. ГОСТ 2.701-84 (1991) ЕСКД. СХЕМЫ. Виды и типы. Общие требования к выполнению.
2. ГОСТ 2.704-76 (2002) ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем.
3. ГОСТ 2.721-74 (1994) ЕСКД. Обозначения условные графические. Обозначения общего применения.

4. ГОСТ 2.749-84 ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы и устройства железнодорожной сигнализации, централизации и блокировки.
5. ГОСТ 2.770-68 ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.
6. ГОСТ 2.780-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, ёмкости гидравлические и пневматические.
7. ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.
8. ГОСТ 2.782-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические.
9. ГОСТ 2.784-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов.
10. ГОСТ 2.785-70 ЕСКД. Обозначения условные графические. Арматура трубопроводная.
11. ГОСТ 2.791-74 ЕСКД. Обозначения условные графические. Отстойники и фильтры.
12. ГОСТ 2.794-79 ЕСКД. Обозначения условные графические. Устройства питающие и дозирующие.
13. ГОСТ 2.796-95 ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы вакуумных систем.

А.3 Стандарти щодо норм взаємозамінності

1. ГОСТ 13372-78 Сосуды и аппараты. Ряд номинальных объемов.
2. ГОСТ 9493-80 Сосуды и аппараты. Ряд условных (номинальных) давлений.
3. ГОСТ 9617-76 Сосуды и аппараты. Ряды диаметров.

А.4 Стандарти щодо норм безпеки

1. ГОСТ 30869-2003 (ЕН 983:1966). Безопасность оборудования. Требования безопасности к гидравлическим и пневматическим системам и их компонентам. Пневматика.
2. ГОСТ 31230-2004 Оборудование тормозное подвижного состава железных дорог. Требования по эксплуатационной безопасности (воздухораспределители, тормозные краны машиниста).
3. ДСТУ 4049-2001 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Вимоги безпеки.
4. ДСТУ 4493:2005 Вагони магістральні пасажирські дизель- та електротягів. Вимоги щодо безпеки.
5. ГСТУ 3-06-101-95 Вагони магістральних залізниць колії 1520 мм. Вимоги безпеки для вантажних вагонів.

А.5 Стандарт щодо одиниць фізичних величин

1. ДСТУ 3651.2-97 Метрологія. Одиниці фізичних величин. Фізичні сталі та характеристичні числа. Основні положення, позначення, назви та значення.

Додаток Б – Словник важливих понять

- Автоматична локомотивна сигналізація (АЛС)** як самостійний засіб сигналізації та зв'язку – система, за якої рух поїзда на перегоні здійснюється за сигналами локомотивних світлофорів, а роздільними пунктами є позначені межі блок-ділянок.
- Автостоп** – прилад на локомотиві, який автоматично зупиняє поїзд у разі підходу до закритого сигналу; діє на гальмову систему поїзда і тягові електродвигуни локомотива згідно з колійними сигналами залізничного автоблокування, з яким має зв'язок через рейкові ланцюги.
- Вагон** (від англ. waggon – віз) – одиниця рухомого складу залізниць, що обладнана усіма необхідними засобами для включення до складу поїзда та призначена для перевезення вантажів або пасажирів.
- Велення поїзда з особливою пильністю** – постійна, підвищена увага локомотивної бригади до умов руху поїзда.
- Випробування гальм у експлуатації** (перевірка дії гальм): *повне* – перевірка стану гальмової магістралі та дії гальм усіх вагонів поїзда; *скорочене* – перевірка дії гальм двох хвостових вагонів поїзда. На шляху примування дії гальм перевіряється ступенем гальмування.
- Відпускання гальм** – припинення (або послаблення) дії гальм. *Повне* відпускання пневматичного гальма супроводжується утворенням зазору між колесом і колодкою (або диском і накладкою). *Ступінчасте* відпускання – часткове зменшення дії гальм.
- Вловлюючий тунік** – тупикова колія, призначена для зупинки поїзда, що втратив управління, або частини поїзда під час руху на затяжному спуску.
- Гальмо фрикційне** – пристрій, що виконує гальмування одиниці рухомого складу за рахунок сил тертя між гальмовою колодкою (накладкою, башмаком) і колесом (диском, рейкою).
- Гальмова путь** – відстань, яку проходить поїзд за час від моменту переведу ручки крана машиніста або крана екстреного гальмування в гальмове положення до повної зупинки. Гальмові путі розрізняються залежно від виду гальмування (службове, повне службове, екстрене та автостопне).
- Гальмова сила** – зовнішня сила, направлена проти напрямку руху одиниці рухомого складу, що утворюється в місці контакту колеса з рейкою та наявності їх зчеплення. Гальмову силу, віднесenu до одиниці ваги, називають *питоמוю*.
- Гальмовий башмак** – переносний пристрій для гальмування відцепів (груп вагонів), а також інших видів рухомого складу, що рухається, або для закріплення вагонів на місці на стаціонарних чи під'їзних коліях.
- Гальмовий коефіцієнт** – відношення сумарної сили натиснення гальмових колодок рухомого складу (поїзда) до його маси.
- Гальмування** – створення (а також і збільшення) гальмової сили. *Гальмування автостопне* – екстрене гальмування в разі спрацювання автостопа на локомотиві, враховує час, потрібний на дію пристроїв АЛС автостопа на гальмову систему поїзда. *Гальмування екстрене* – гальмування, що застосовується для негайної зупинки поїзда шляхом повної розрядки гальмової магістралі в один прийом та реалізації максимальної гальмової сили. *Гальмування службове повне* – гальмування, яке виконується безступінчастим зниженням тиску в гальмовій магістралі на 0,15...0,17 МПа від встановленого зарядного, для зменшення швидкості руху поїзда або його зупинки на короткій відстані. В цілому, цей вид гальмування не рекомендується до застосування без особливої потреби. *Гальмування службове ступінчасте* – гальмування ступенями визначеної величини для плавного зниження швидкості чи зупинки поїзда у заздалегідь передбаченому місці. Якщо виконується тільки для зменшення швидкості руху, то його називають *регулюючим* гальмуванням.

- Дільниця гарантійна** – частина залізничної мережі, обмежена пунктами технічного обслуговування поїздів, де працівники пунктів технічного обслуговування несуть відповідальність за безпечне прямування вагонів без відчеплення від поїздів.
- Єдине найменше гальмове натиснення** – нормативне натиснення на 100 тс ваги рухомого складу, яке дозволяє рух з найбільшою встановленою швидкістю.
- Запобіжний тунік** – тупикова колія, призначена для запобігання виходу рухомого складу на маршрути проходження поїздів.
- Інтенсивний рух поїздів** – розміри руху пасажирських та вантажних поїздів (у сумі) за графіком на двоколіїних ділянках більше 50 пар і одноколійних – більше 24 пар на добу.
- Керівник маневрів** – працівник, котрий безпосередньо керує діями всіх осіб, які беруть участь у маневрах, без вказівки котрого машиніст локомотива, який проводить маневри, не має права приводити локомотив у рух.
- Коефіцієнт динаміки гальмування** – відношення максимального подовжнього зусилля, що виникає при гальмуванні розтягнутого поїзда до зусилля при гальмуванні стиснутого поїзда.
- Коефіцієнт сили натиснення** – відношення сумарної сили натиснення гальмових колодок вагона (локомотива) до його ваги.
- Коефіцієнт тертя колодки (накладки, башмака) фізичний** – дійсний коефіцієнт тертя гальмової колодки (накладки, башмака) по колесу (диску, рейні), що відрізняється від приведеного розрахункового. *Розрахунковий коефіцієнт тертя* приймається як умовний усереднений для різних пар тертя.
- Колійний знак** – постійний показник профілю та протяжності залізничних ліній.
- Локомотив** (від лат. loco moveo – зрушаю з місця) – саловий тяговий засіб, який відноситься до рухомого складу залізниць та призначений для пересування поїздів або окремих вагонів.
- Маса облікова** – маса, яка приймається при гальмових розрахунках по фактичній масі рухомого складу. Облікова маса може бути прийнята розрахунковою: *локомотива* – у спорядженому стані (з двома третинами від повного запасу палива і піском); *вагона пасажирського* – з пасажирями із багажем (згідно з нормами); *вагона вантажного* – навантаженого до повного використання вантажопідйомності; *поїзда* – дорічною доданку облікових мас його складових.
- Моторвагонний рухомий склад** – моторні та причіпні вагона, із яких формуються моторвагонні поїзди (електропоїзди та дизель-поїзди), а також автомотриси.
- Онір руху рухомого складу** – некеровані сили, що направлені назустріч руху поїзда. Розрізняють *основний онір*, що діє постійно при русі рухомого складу, і *додатковий онір*, який діє тимчасово (при русі по ухилах, кривих; при рушанні з місця; від дії вітра; при низьких навколишніх температурах і т. ін.). Онір, віднесений до одиниці ваги, називають *питомим*.
- Особливо інтенсивний рух поїздів** – розміри руху пасажирських та вантажних поїздів (у сумі) за графіком на двоколіїних ділянках більше 100 пар і на одноколійних – більше 48 пар на добу.
- Перегін** – частина залізничної лінії, обмежена суміжними станціями, роз'їздами, об'їзними пунктами або колійними постами.
- Поїзд** – сформований і зчеплений состав вагонів з одним або декількома діючими локомотивами чи моторними вагонами, що мають встановлені сигнали. Локомотиви без вагонів, моторні вагони, автомотриси та дрезини незнімного типу, відправлені на перегін, теж розглядаються як поїзд. *Поїзд вантажо-пасажирський* – формується на малодіяльних ділянках із вантажних та пасажирських вагонів, які призначені для перевезення вантажів та пасажирів. *Поїзд вантажний довгосоставний* – вантажний поїзд, довжина якого (в умовних вагонах) перевищує максимальну норму, встановлену графіком руху на ділянці проходження цього поїзда. *Поїзд вантажний підвищеної*

ваги – вантажний поїзд вагою більше 6 тис. т з одним або декількома діючими локомотивами в голові состава, в голові та хвості, в голові та останній третині состава. **Поїзд вантажний підвищеної довжини** – вантажний поїзд, довжина якого 350 осей і більше. **Поїзд вантажний з'єднаний** – поїзд, складений з двох і більше зчеплених між собою вантажних поїздів, з діючими локомотивами в голові кожного поїзда. **Поїзд вантажний великоваговий** – вантажний поїзд, вага якого для відповідних серій локомотивів на 100 т і більше перевищує визначену графіком руху вагову норму на ділянці проходження цього поїзда. **Поїзд господарчий** – поїзд, що сформований з діючого локомотива або спеціального самохідного рухомого складу, який використовується як локомотив; вагонів, що виділені для спеціальних і технічних потреб залізниць; спеціального самохідного і несамохідного рухомого складу, призначеного для виконання робіт з утримання, обслуговування й ремонту споруд і пристроїв залізниць. **Поїзд людський** – вантажний поїзд, у якому знаходиться 10 і більше вагонів, зайнятих людьми. **Поїзд пасажирський** – поїзд для перевезення пасажирів, багажу й пошти, сформований з пасажирських вагонів. За видами сполучення пасажирські поїзди розподіляються на далекі, що рухаються на відстань більше 700 км, місцеві – до 700 км та прибіські – до 150 км. **Поїзд пасажирський довгосоставний** – пасажирський поїзд, довжина якого перевищує довжину, встановлену схемою формування даного поїзда. **Поїзд пасажирський короткоставний** – пасажирський поїзд із составом до 11-ти вагонів включно. **Поїзд пасажирський нормальної довжини** – пасажирський поїзд із составом 12...20 вагонів. **Поїзд пасажирський підвищеної довжини** – пасажирський поїзд, що має в своєму составі понад 20 вагонів. При цьому поїзд із составом 26...36 вагонів розглядається як **двоєсегій**. **Поїзд пасажирський з'єднаний** – поїзд, що складається з двох пасажирських поїздів, зчеплених між собою, з діючими локомотивами в голові кожного поїзда. **Поїзд поштово-багажний** – формується з пасажирських і вантажних вагонів, які призначені для перевезення пошти, багажу й вантажобагажу, а також окремих пасажирських вагонів для перевезення пасажирів, що причіплюються тільки на ділянках, де не обертаються пасажирські поїзди. **Поїзд рефрижераторний** – поїзд, сформований з рефрижераторних вагонів.

Рухомий склад – локомотив, вагон і моторвагонний рухомий склад.

Сигнал – умовний видимий чи звуковий знак, за допомогою якого подається певний наказ. **Видимі сигнали** розподіляються на: денні (диски, шити, флаги, сигнальні покажчики), нічні (вогні встановлених кольорів у ручних та поїдних ліхтарях і ліхтарях на шостах та сигнальних покажчиках) та цілодобові (вогні світлофорів, маршрути та інші покажчики, постійні диски зменшення швидкості, диски зі світловідбивачем для позначення хвоста вантажного поїзда, сигнальні покажчики та знаки). Для подавання **звукових** сигналів служать спеціальні пристрої на локомотивах, моторвагонному та самохідному рухомому складі (гудки, свистки), на спорудах (сирени, дзвінки), а також ручні засоби (свистки, дихові ріжки) та петарди.

Сили, що діє на поїзд – одна із зовнішніх або внутрішніх сил, що виникають під час руху поїзда. **Зовнішні** сили приводяться до напрямку вздовж лінії руху поїзда. **Внутрішні** сили виникають в разі перехідного режиму руху поїзда (рушіння з місця, осаджування, гальмування) та діють поміж окремих одиниць рухомого складу. В разі тягових розрахунків визначають сили: тяги локомотива; опору руху рухомого складу; гальмові; позовдовжні динамічні та квазістатичні, що виникають у міжвагонних з'єднаннях. **Зусилля позовдовжнє динамічне** – сила ударного характеру, яка виникає при перехідних режимах руху та діє протягом короткого проміжку часу, що містить один або декілька піків навантаження. **Зусилля позовдовжнє квазістатичне** – позовдовжня сила, що повільно змінюється в часі та виникає в процесі встановившогося руху, з плавним характером зростання і діє протягом декількох секунд (як правило, довше двох секунд).

Спеціальний рухомий склад – неімні рухомі одиниці на залізничному колі (снігоочисники, снігоприбиральні та щебнеочисні машини, баластери, колісукладачі, вантажопідійомні крани, дрезини тощо). **Спеціальний самохідний рухомий склад** – мотовози, дрезини, спеціальні автомотриси для перевезення матеріалів, потрібних для виконання робіт, або доставки працівників підприємств до місця робіт, залізнично-будівельні машини, що мають автономний двигун з тяговим приводом у транспортному режимі. **Спеціальний несамохідний рухомий склад** – залізнично-будівельні машини без тягового привода в транспортному режимі, призначені для виконання робіт з утримання, обслуговування й ремонту споруд і пристроїв залізниць, що вклучені до господарчого поїзда.

Спуск затяжний – спуск за умови такої крутості та довжини: а) від 8‰ до 10‰ – 8 км і довше; б) більше 10‰ до 14‰ – 6 км і довше; в) більше 14‰ до 17‰ – 5 км і довше; г) більше 17‰ до 20‰ – 4 км і довше; д) крутіше за 20‰ – 2 км і довше.

Спуск керівний – найбільш крутий спуск (з урахуванням опірності кривих) довжиною, не меншою гальмової пугі.

Швидкісна пасажирська лінія – залізнична лінія, на якій дозволяється рух пасажирських поїздів зі швидкістю 161...200 км/год.

Швидкість руху рухомого складу – поступальне переміщення рухомого складу вздовж колії за певний проміжок часу. **Швидкість маршрутна** – швидкість руху поїзда на певному залізничному напрямку з урахуванням часу стоянок на всіх супутніх станціях та затримок поїзда на всіх перегонах. **Швидкість експлуатаційна** – найбільша припустима швидкість руху поїзда, що зумовлена технічними характеристиками рухомого складу або колії за маршрутом прямування. **Швидкість ділянична** – середня швидкість руху поїзда по ділянці з урахуванням часу стоянок на всіх проміжних станціях та затримок поїзда на всіх перегонах. **Швидкість конструкційна** – найбільша проектна швидкість руху одиниці рухомого складу, на якій задовольняються вимоги безпеки руху та міцності, а також певний рівень ходових якостей і припустима дія на прийнятій під час проектування тип колії. **Швидкість рівноважна** – рівномірна швидкість руху поїзда в разі, коли сума величин прискорюючих сил дорівнює сумі уповільнюючих сил. **Швидкість технічна** – швидкість руху поїзда без урахування часу зупинок на проміжних станціях. **Швидкість ходова** – середня швидкість руху поїзда по перегонах в разі безупинного пропуску його через роздільні пункти, відрізняється від технічної швидкості тим, що вона обчислюється без урахування поправок на розгін та уповільнення, необхідних при зупинках.

Черговий по станції (ДСП) – змінний помічник начальника станції, який одноособово розпоряджається прийманням, відправленням і пропусканням поїздів, а також іншими переміщеннями рухомого складу на головних та приймально-відправних коліях станції (а де немає маневрового диспетчера – і на інших коліях).

Ухил – елемент подовжнього профілю залізничної колії, що має нахил до горизонту. Ухил характеризується **крутістю** – тангенсом кута нахилу лінії профілю до лінії горизонту, який виражається у вигляді десятичного дробу або у тисячних (‰). Ухил для поїзда, що рухається від нижньої точки до вищої, називається **підйомом**, а назад – **спуском**. Умовно прийнято, що спуск має від'ємну крутість, а підйом – додатну.

Юз – різновид руху, при якому колеса не тільки котяться, а також і проковзуються по рейках. Відсутність обертання колісної пари при русі називається її **застопорюванням**.

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖНИК

Авторегулятор 12, 50-52, 54, 57, 59

Авторежим 11, 36, 37

Автостоп 11, 23

Балансир (важіль) 53

Башмак:

- гальмовий 155

- гальмової колодки 56, 61

Блок:

- гальмовий 57

- живлення 12, 20

- керування 12

Вимоти ПТЕ щодо:

- гальм 21

- випробування гальм 149

- увімкнення гальм 147

Випробування гальм:

- - повне 151

- - скорочене 153

- - централізоване 153

Виток стисненого повітря 17, 153

Вихід потоку гальмового циліндра 48, 77

Відпуск гальм 9, 17, 151, 152

Вологість повітря:

- - абсолютна 93

- - найбільша 93

- - відносна 93

Гальма:

- автоматичні 15, 17, 19

- аеродинамічні 13

- безконтактні 12-14

- гідравлічні 14, 146

- дискові 13, 120

- динамічні 146

- електричні 13

- електромагнітні рейкові 27, 126

- електронне пневматичні 20, 40

- жорсткі 15

- зупинкові 14, 146

- колодкові 13

- магніторейкові 133

- палижжорсткі з горним режимом 15

- неавтоматичні 15

- нежорсткі з рівнинним режимом 15

- непрямодіючі автоматичні 17

- пневматичні 14

- прямодіючі автоматичні 19

- - неавтоматичні 16

- реверсивні 12

- рейкові 13

- ручні 14, 55

- стоянкові 14, 63

- фрикційні 12

Гальмування:

- екстрене 33, 169

- регулююче 169

- службове 9, 169

- ступінчасте 9, 169

Датчик:

- осьовий 35, 125, 141, 145

- розриву гальмової магістралі 25

Диск гальмовий 120, 121, 123

Діаграма фаз гальмування 116

Довідка форми ВУ-45 150-152, 154

Дросельний отвір 93

Експлуатація гальм взимку 157

Електроповітророзподільник 12, 40

Ефективність гальм 77, 82, 83

Єдине найменше гальмове натиснення
73, 155, 157

Жикльор 93, 94

Забезпеченість поїзда гальмами 77, 154

Заклишівання колісних пар 76, 172

Закон дії ПГ основний 14, 15

Зарядка (зарядження) гальм 17, 33, 151

З'єднання міжвагонне 32, 36, 38

Зневалтаження візка при гальмуванні 75

Зносостійкість гальмових колодок 66

Зусилля подовжнє 115

К.к.д.:

- важільної передачі 78

- гальмового циліндра 77

Клапан:

- відпускний 20

- випускний 11, 18

- електронне пневматичний автостопа 23

- запобіжний 10

- зворотний 10
- перемикальний 34
- Коефіцієнт:
 - гальмовий поїзда 73
 - зчеплення 71, 81, 88
 - натиснення гальмових колодок 74, 80
 - тертя гальмових колодок 69, 73
- Колодки гальмові:
 - гребеневі (профільні) 66
 - безгребеневі 66
 - , клиноподібний тиос 62, 68, 139
 - комбіновані 66
 - композиційні 67
 - з металевю спінкою 68
 - із сітчасто-дротяним каркасом 68
 - металокерамічні 67
 - секційні (подвійні) 68
 - чавунні 66
 - високофосфористі 66
 - з підвищеним вмістом фосфору 66
- Компресор 10, 16, 23, 29
- Коробки клемові 32, 41
- Кран:
 - водоснарядний 10
 - допоміжного гальма локомотива 11, 23
 - екстреного гальмування (стоп-кран) 11, 32, 35
 - кінцевий 11, 38
 - машиніста поїзний 10, 16, 18, 19, 23, 29
 - роз'єднувальний 11, 17
 - триходовий 29, 125
 - чотириходовий 38
- Кут:
 - заниження гальмової колодки 46
 - підвищування гальмової колодки 46

Магістраль:

- гальмова (ГМ) 16-21, 24, 28, 35
- допоміжного гальма локомотива 24
- живлення (МЖ) або постачальна 16, 24
- напорна 28, 29
- Манометр 10
- Масловідділювач 10
- Момент гальмовий 12
- М'якість гальм 15

Навантаження від колісної пари на рейки
статичне 74, 81, 88

Найменування та нумерація дрозів ЕПГ
40, 42

Навар:

- на колесі 67, 76

- на башмаку 132

Натиснення гальмових колодок:

- дійсне 78
- розрахункове 69
- Номограма гальмової путі 84, 110, 111

Об'єднання гальмові:

- вагонів вантажних 36, 59
 - пасажирських 32, 53
 - електричне 12
 - локомотивів 23, 52
 - механічне 12
 - моторвагонного рухомого складу 27
 - пневматичне 10
- Обслуговування гальм взимку 157
- Одиниці вимірювання тиску 92
- Опір руху:
- основний 87, 88
 - додатковий 87

Передачі гальмові важільні (ГВП):

- вагонів вантажних 59
- пасажирських 53, 120
- , вимоги 47
- локомотивів 52
- , призначення 12
- , класифікація 44, 45
- , передаточне число:
 - кінематичне 45, 49
 - силове 45, 49

Перевірка гальм у поїзді:

- на станції 153
- на шляху прямування 153

Перекриття 9, 16, 41-43

Перемикач режимів:

- вантажного повітророзподільника 37
- пасажирського ПР 32, 33
- ПР вагонів УЛС 104

Підвіски гальмові 56, 57, 61

Пневморостат 94

Повітророзподільник (ПР):

- вантажного типу 25, 37
- призначення 11
- пасажирського типу 25, 33
- функції 17

Повзуни (на колесах) 14

Повторювач 26, 34, 125

Порядок увімкнення гальм 147-149

Прилади:

- безпеки 10
- живлення 10
- гальмування та відпуску 10

- керування та контролю 10

Пристрій протитягний:

- механічний (інерційний) 141

- електричний 125, 142

Причеплення локомотива до состава 151

Путь гальмова:

-- дійсна 85, 86

-- нормативна поїзда 83

-- пасажирського поїзда UIC 105, 110

-- повна 85

Путь підготовки гальм до дії 85

Регулювання ГВП візка:

--- вагтяжного типу 63

--- пасажирського типу 56

Регулятор:

- важільної передачі гвинтовий 50

--- пневматичний 50

--- рсчний 50

- швидкісний 10, 11, 26, 36, 143-145

Резервуар:

- головний (ГР) 10, 16

- запасний (ЗР) 11, 17

- зрішувальний (ЗрР) 95, 151, 152

Реле тиску 23, 34, 35, 144, 145

Розрахунок:

- гальм за нормами UIC 103-115

- гальма типовий 77-82

- гальмової путі 85-91

- гальмової сили 73

- газодинамічний 94-99

- забезпеченості поїзда гальмами 77, 154-157

- передаточного числа ГВП 48, 49, 58, 65

- перевірки на наявність юза 81

- подовжніх зусиль 117-119

- термодинамічний 93, 99-102

Сигнал „Загальна тривога” 158

Сила:

- гальмова питома 75

-- повна 73

- тертя 71

- зчеплення 71

Ступінь:

- відпуску 9

- гальмування 9

Схема:

- гальма:
-- електропневматичного прямодіючого 20

-- непрямодіючого автоматичного 17

-- прямодіючого автоматичного 19

-- прямодіючого неавтоматичного 16

- гальмової важільної передачі:

----- вагона вагтяжного 59

----- пасажирського 53

----- електровоза ДС3 52

- гальмового пневмообладнання:

--- вагона вагтяжного 36

--- пасажирського 32

----- габариту RIC 35

--- електровоза ДС3 23

--- електропоїзда ЭР200 27

- ЕПГ структурна:

--- вагтяжного поїзда 43

--- електро- та дизельпоїзда 42

--- пасажирського поїзда локомотивної
типи 40

Темп зміни тиску 15

Тертя теорії 69

Транверси (балки) 54-56

Триангелі (балки) 59-61

Тривалість гальмування 89

Увімкнення гальм у поїзді 147-149

Уповільнення 88

Фази гальмування 116

Хвиля повітряна:

- - відпуску 15

- - гальмова 15

---, швидкості 15, 21, 117

Циліндри гальмові:

--, вхід штока 77

--, призначення 11, 12

--, характеристики 79

Час:

- гальмування 89

- підготовки гальм до дії 86

**Швидкісний регулятор 11, 26, 36, 144,
145**

Швидкостемір 11, 23, 29

Щільність гальмової магістралі 151-153

Юз 14, 75, 76, 140, 172

Навчальне видання

Анатолій Максимович Бабаєв
Дмитро Вікторович Дмитрієв

**Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації
гальм рухомого складу залізниць**

Навчальний посібник

Редактор *Л. В. Пономаренко*

Комп'ютерна верстка та дизайн: В.О. Полічев
А.В. Євженко

Підписано до друку 03.12.2007 р.
Формат видання 60x84 ¹/₈. Папір офсетний. Гарнітура Times.
Ум. друк. арк. 20,02. Обл.-вид. арк. 18,19.
Наклад 300 прим. Зам. № 477-07.

Надруковано у Редакційно-видавничому центрі
Державного економіко-технологічного університету транспорту
03049, Київ-49, вул. Лукашевича, 19.
Свідомство про державну реєстрацію № 3079 від 27.12.2007 р.



**Д.В. Дмитрієв (ліворуч) та А.М. Бабаєв
на груповій гальмовій станції ДІТ
02 листопада 1999 року**

к.т.н. Дмитрієв Дмитро Вікторович - ст. наук, співроб. ГНДЛ перспективного рухомого складу та спеціальної техніки Київського університету економіки і технологій транспорту. Автор 14-ти та співавтор 12-ти друкованих наукових праць. Коло наукових інтересів: діагностика, гальма, міцність і динаміка рухомого складу. **(Травень 2007 року)**

к.т.н. Бабаєв Анатолій Максимович - доц. каф. вагонів Дніпропетровського національного технічного університету залізничного транспорту ім. акад. В.Лазаряна. Автор 25-ти й співавтор 43-х наукових праць та 15-ти авторських свідоцтв і патентів. Коло наукових інтересів: гальма та динаміка рухомого складу, перевезення вантажів.

