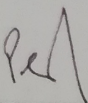


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Український державний університет науки і технологій

Кафедра Вагони та вагонне господарство

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

 /Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР/

« 02 » 12 2021 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

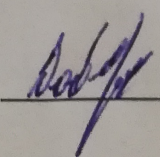
Галузь знань **27 Транспорт**

Спеціальність **273 Залізничний транспорт**

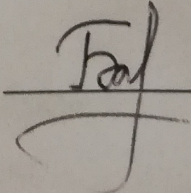
Освітньо-професійна програма **Вагони та вагонне господарство**

Тема **Дослідження впливу на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням**

Theme **The research of influence on braking efficiency of freight cars of brakes with bogie braking**

Керівник дипломної роботи, д.і.н., к.т.н., доцент  С. С. Довганюк

Студент групи ВГ 2021

 І. Ю. Бабич

Student

Ivan Babych

Дніпро – 2021

## Реферат

Бабіч І. Ю. **Дослідження впливу на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням:** Дипломна магістерська робота - Український державний університет науки і технологій : Дніпро, 2021. 79 с.

Магістерська робота виконана на 79 сторінках, містить 25 ілюстрацій, 3 таблиці, список літератури з 34 джерел та двох додатків на 2 сторінках.

Робота складається з вступу, трьох основних розділів, загальних висновків, списку літератури, резюме на англійській мові та додатків.

У вступі наведено актуальність, сучасний стан проблеми та ступінь її розв'язання. Об'єктом дослідження в роботі є ефективність гальмівних систем вагонів платформ. Предметом дослідження є схеми пневматичної та механічної частини.

В першому розділі – проведено аналіз літератури за напрямком досліджень та розглянуті основні тенденції розвитку вітчизняних та закордонних гальмових систем вантажних вагонів.

У другому розділі – проведемо порівняння двох гальмових систем: з двома гальмовими циліндрами діаметром 10'' з роздільними гальмовими важільними передачами та з симетричним розміщенням гальмового циліндру діаметром 14'' та типовою гальмовою важільною передачею.

У третьому розділі – проведено розрахунки гальмівної системи з роздільним гальмуванням з врахуванням перерозподілу вертикального навантаження на візки порівняно зі статикою. При розрахунках приймалося, що завантаження візків відрізняється на максимально допустиме в експлуатації значення – 10 т. Встановлена необхідність оснащення гальмівних систем з роздільним гальмування двома авторежимами.

*Ключові слова:* вагон-платформа, гальмівна ефективність, нерівномірність завантаження, авторежим

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ОГЛЯД ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА НАПРЯМОМ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	7
1.1 Огляд гальмових систем.....	7
1.2 Аналіз літератури за напрямом досліджень.....	22
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ.....	26
2.1 Гальмова система з роздільним гальмуванням.....	27
2.2 Гальмова система з симетрично розміщеним гальмовим циліндром .....	44
3. ГАЛЬМОВА СИСТЕМА З РОЗДІЛЬНИМ ГАЛЬМУВАННЯМ ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ВІЗКІВ. ПЕРЕВІРКА УМОВИ БЕЗ'ЮЗОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ.....	54
3.1 Вихідні данні до розрахунку.....	54
3.2 Оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні.....	56
3.3 Перспективна схема розміщення авторежиму на вагоні.....	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	66
Список літератури.....	71
Резюме.....	76
Додаток А Розрахунок гальмівного шляху порожнього вагона на ЕОМ.....	78
Додаток Б Розрахунок гальмівного шляху завантаженого вагона на ЕОМ...	79

					<i>031.160124.ДМР.000 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Бабіч І.Ю.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Довганюк С.,С.</i>				4	79
<i>Реценз.</i>					<i>УДУНТ, гр. ВГ2021</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Рейдемейстер О</i>					
					<i>Дослідження впливу на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням</i>		

## ВСТУП

Головним завданням залізничного транспорту є своєчасне забезпечення потреб економіки України в перевезеннях вантажів та пасажирів. Надійна та безперебійна робота залізничного транспорту багато в чому визначається технічним рівнем вагонного парку. Вирішення задач по створенню вантажних вагонів нового покоління, які мають кращі показники надійності, ремонтпридатності та відрізняються кращими експлуатаційними характеристиками має першочергове значення.

Згідно вимог п.11.1 Правил технічної експлуатації залізниць України [1] рухомий склад має бути обладнаний автоматичними гальмами. Автоматичні гальма рухомого складу повинні мати керованість і надійність дії у різних умовах експлуатації, забезпечувати плавність гальмування, а також зупинку поїзда за роз'єднання або розриву повітропровідної магістралі та за умови відкриття стоп-крана (крана екстреного гальмування).

Автоматичні гальма мають забезпечувати гальмове натиснення, що гарантує зупинку поїзда за екстреного гальмування на встановленій відстані, забезпечувати можливість застосування різних режимів гальмування залежно від завантаженості вагонів, довжини состава і профілю колії.

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

Удосконалення та підвищення ефективності гальмових систем вантажних вагонів можливе за рахунок:

- застосування у гальмівних приладах нових марок гум та мастил які гарантують безвідмовну роботу при температурах оточуючого середовища  $\pm 60^{\circ}\text{C}$ ;
- збільшення терміну експлуатації гумових виробів до 5-6 років і навіть більше, що дозволить збільшити міжремонтні терміни;

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

- підвищення щільності пневматичних магістралей за рахунок впровадження безрізьбових з'єднань;
- зменшення пошкоджуваності поверхні кочення коліс повзунами та наварами за рахунок впровадження композиційних колодок з чавунними вставками, а на вагонах зі збільшеними швидкостями руху до 120 км/год та більше – впровадження дискових гальм та протиюзних приладів;
- зменшення зносів у шарнірних вузлах гальмівної важільної передачі за рахунок впровадження втулок з антифрикційного композиційного пресматеріалу;
- вдосконалення та підвищення надійності гальмових приладів (повітророзподільників, авторежимів);
- підвищення якості ремонту та технічного обслуговування гальм (продувка фільтрів, регулювання важільної передачі).

Перелічені заходи дозволять підвищити ефективність гальмових систем вантажних вагонів які вже експлуатуються на залізницях. Для вагонів що будуються потрібно впровадження нових передових технічних рішень.

В магістерській роботі досліджуються гальмівні системи сучасних вантажних вагонів. Для порівняння двох видів гальмівних систем вантажних вагонів проведені розрахунки ефективності обраних гальмівних систем згідно з діючими нормативними документами.

**Актуальною проблемою**, яка зумовила вибір теми дослідження є необхідність покращення ефективності гальмівної системи вантажних вагонів, особливо вагонів з роздільним гальмуванням. Існуючі схеми з двома гальмівними циліндрами обладнуються лише одним авторежимом, що не дозволяє використовувати всі переваги таких схем. Бажано, щоб перспективні гальмівні системи дозволяли регулювати натиснення колодок по кожному візку вагона окремо в залежності від його завантаженості.

**Об'єктом дослідження** є ефективність гальмівних систем вагонів платформ.

					<i>031.160124.ДМР.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

**Предметом дослідження** є схеми пневматичної та механічної частини гальм вагонів платформ з типовою та повізковою системами гальм.

**Метою роботи** є визначення доцільності застосування на вантажних вагонах гальмових систем з роздільним гальмуванням.

**Методами дослідження.** В роботі використано розрахункові методи оцінки ефективності гальм несамохідних вантажних вагонів колії 1520 мм за ДСТУ 7598:2014.

**Новизною.** В магістерській роботі є дослідження схеми гальмівної системи вагона-платформи з двома авторежимами.

**Практичне значення.** Отримані результати можуть бути використані при побудові або модернізації вантажних вагонів. Отримані результати та висновки дозволять поліпшити гальмівну ефективність вантажних вагонів, за рахунок застосування схеми з двома авторежимами.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

# 1. ОГЛЯД ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА НАПРЯМОМ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Огляд гальмових систем

### 1.1.1 Типова гальмова система залізниць колії 1520 мм

Типова схему розміщення гальмового автоматичного пневматичного обладнання вантажного вагона показана на рис.1.1. Ця схема дозволяє об'єднати всі одиниці рухомого складу в єдину цілісну пневматичну систему, яка керується дистанційно машиністом з кабіни локомотива [2, 23].

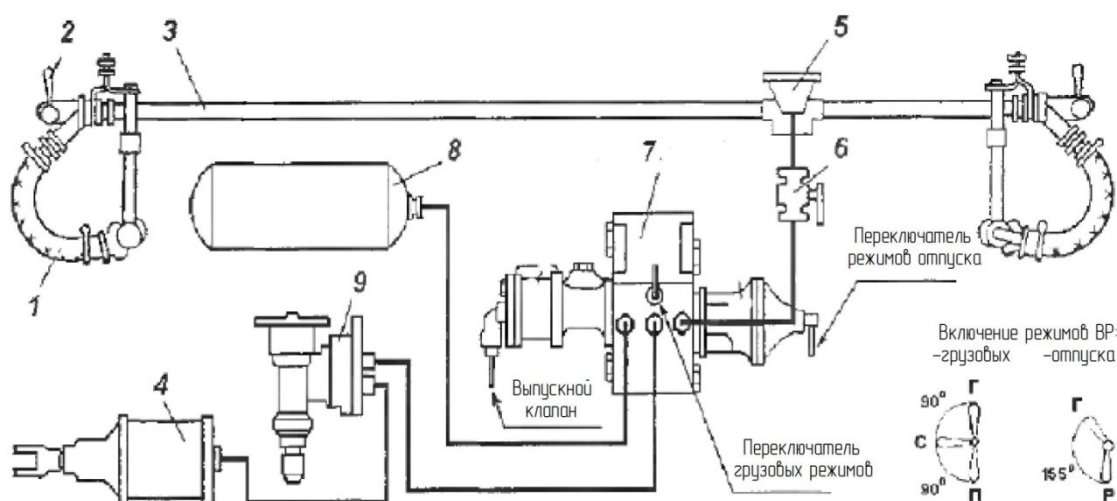


Рисунок 1.1 – Типова схема пневматичного гальмового обладнання вантажного вагона:

1 – з'єднуючий рукав №Р17Б; 2 – кінцевий кран №190; 3 – гальмова магістраль; 4 – гальмовий циліндр 188Б; 5 – трійник №573, 6 – роз'єднувальний кран №372; 7 – повітророзподільник №483М; 8 – запасний резервуар Р7-78; 9 – авторежим №265А-1

Автоматичний прямодіючий повітророзподільник №483М (складається з двокамерного резервуару №295, магістральної №483.010 та головної №270-023 частин) є основною частиною автоматичного гальма та забезпечує:

- зарядку запасного резервуара та спеціальних камер двокамерного резервуару з гальмової магістралі;

- наповнення гальмових циліндрів із запасного резервуару при зниженні тиску в гальмовій магістралі (гальмуванні), випуску повітря з гальмових циліндрів у атмосферу при підвищенні тиску в магістралі (відпуск), та примусового випуску гальм з гальмових циліндрів при дії на випускний клапан головної частини.

Перетворення енергії стиснутого повітря в механічну силу відбувається в гальмовому циліндрі (далі – ГЦ), діаметр якого складає 14 '' на чотирьох вісних та 16 '' на восьмивісних вагонах.

Вантажні вагони мають значну різницю між тарою та вагою вагона бруutto, тому виникає необхідність в зміні тиску в ГЦ при зміні завантаженості вагона. Це дозволяє зробити перемикач режимів завантаження (П, С, Г) встановлений на двокамерному резервуарі ПР 483. Для зменшення трудомісткості робіт з перемикач режимів, а також для більш точного співвідношення між завантаженням вагона та тиском у ГЦ, на вагони встановлюються авторежим №265А та його модифікації. Авторежим необхідний для безперервного автоматичного регулювання тиску стиснутого повітря в ГЦ вагона пропорційно його завантаженню.

Роз'єднувальний кран №372 необхідний для виключення гальм окремого вагона у складі поїзда.

До механічної частини гальмової системи відноситься гальмова важільна передача (далі – ГВП), за допомогою якої зусилля від пневматичного або стоянкового гальма передається на гальмові колодки, що притискаються до коліс.

За принципом дії розрізняють важільні передачі з двостороннім натисненням гальмових колодок на колесо і одностороннім натисненням. На вантажних вагонах на трьохелементних візках (візок моделі 18-100 та його аналоги) застосована ГВП з одностороннім натисненням гальмівних колодок на колесо.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Гальмівні важільні передачі складають горизонтальні і вертикальні важелі, тяги, зтяжку, тягу стоянкового гальма, триангелі з неповоротними башмаками і гальмовими колодками. Для запобігання падінню на колію частин важільної передачі застосовують запобіжні пристрої (підвіски, кронштейни та ін.).

Типова механічна частина гальма містить ГЦ, закріплений на рамі вагона, шток якого шарнірно з'єднаний з ведучим плечем горизонтального важеля. Ведучий та ведений горизонтальні важелі пов'язані між собою зтяжкою яка встановлена в ближні до гальмового циліндра отвори важелів при композиційних колодках, та дальні – при чавунних колодках. Ведучий горизонтальний важіль шарнірно з'єднаний з авторегулятором гальмової важільної передачі (авторегулятор). Другий кінець авторегулятора з'єднаний з короткою тягою, інший кінець якої шарнірно пов'язаний вертикальним важелем ГВП візка вагона. Ведений горизонтальний важіль шарнірно пов'язаний з довгою тягою, інший кінець якої пов'язаний шарнірно з вертикальним важелем ГВП іншого візка. Вертикальні важелі мають три отвори, через які шарнірно пов'язані з тягами (верхній отвір), розпіркою триангеля (середній отвір) та підосною тягою (нижній отвір). Підосна тяга поєднує два вертикальні важеля одного візка. Другий вертикальний важіль візка своїм верхнім отвором пов'язаний з мертвою точкою (кронштейном на надресорній балці). Дія схеми при гальмування показана на рис.1.2.

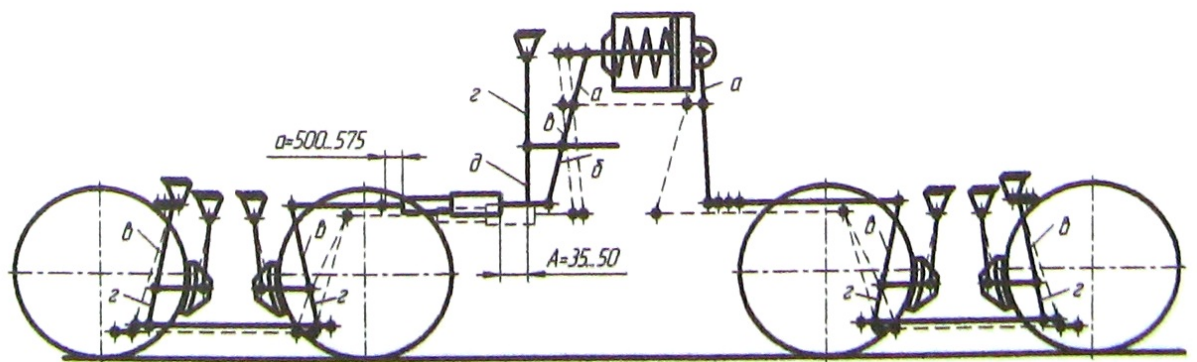


Рисунок 1.2 – Дія схеми ГВП при гальмуванні

										Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	031.160124.ДМР.000 ПЗ					9

Більш складною є важільна передача вагонів бункерного типу, зображена на рис.1.3, яка відрізняється складністю регулювання ГПВ в експлуатації, меншим коефіцієнтом корисної дії – 0,8...0,9 (вагони з симетричною ГВП – 0,95), має більшу вагу.

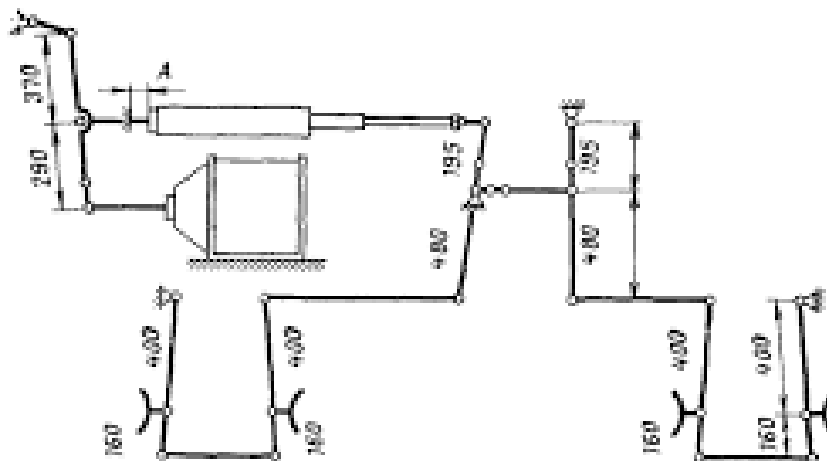


Рисунок 1.3 – Принципова схема гальмової важільної передача вагонів бункерного типу

1.1.2 Нова гальмова система з роздільним гальмуванням вантажних вагонів колії 1520 мм

Гальмова система з роздільним гальмуванням залізниць колії 1520 мм подібна до типової гальмової система, що розглянута в попередньому підрозділ, а головною відмінністю є те, що вагони обладнуються двома гальмовими циліндрами меншого діаметру, найчастіше 10", які мають незалежну гальмову важільну з авторегулятором передачу (повізкове гальмування) [3, 4]. Гальмова система вантажного вагона з роздільним гальмуванням представлена на рис.1.4

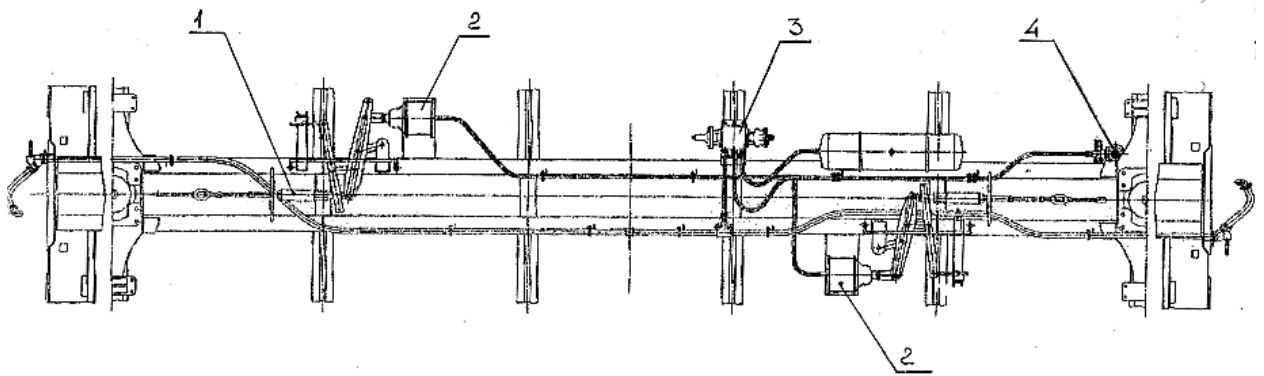


Рисунок 1.4 – Гальмова система з роздільним (повізковим) гальмування:

1 – авторегулятор РТРП-300; 2 – гальмовий циліндр №710; 3 – повітророзподільник модельного ряду 483; 4 – авторежим №265А-1

Роздільне гальмування перспективне для багатовісних вагонів (восьмивісні вагони цистерни та вагони транспортери). На рис. 1.5 зображено штамповарна з'єднувальна балка чотиривісного візка моделі 18-101 на якій розміщено два гальмових циліндра, по одному на кожен візок 18-100 [5].

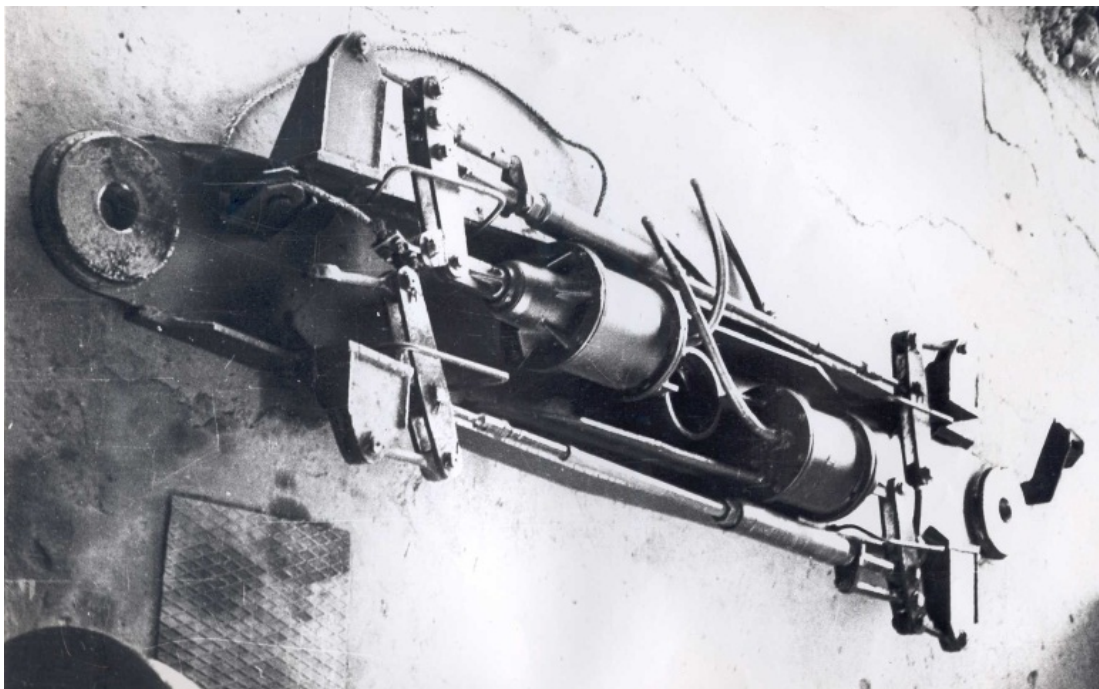


Рисунок 1.5 – З'єднувальна балка чотиривісного візка з розміщеними на ній гальмовими циліндрами

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

031.160124.ДМР.000 ПЗ

Лист

11

Для сучасних вагонів з роздільним гальмуванням спроектовані та впроваджуються сучасні гальмові циліндри ТЦР 10-85 з вбудованим авторегулятором та поворотним кронштейном 1 (рис.1.6 б) [6, 26]. Такий ГЦ спрощує важільну передачу, за рахунок відсутності окремого авторегулятора та його привода. Поворотний кронштейн кріплення ГЦ створює додаткову ступінь свободи, що дозволяє компенсувати можливі перекоси елементів ГВП.

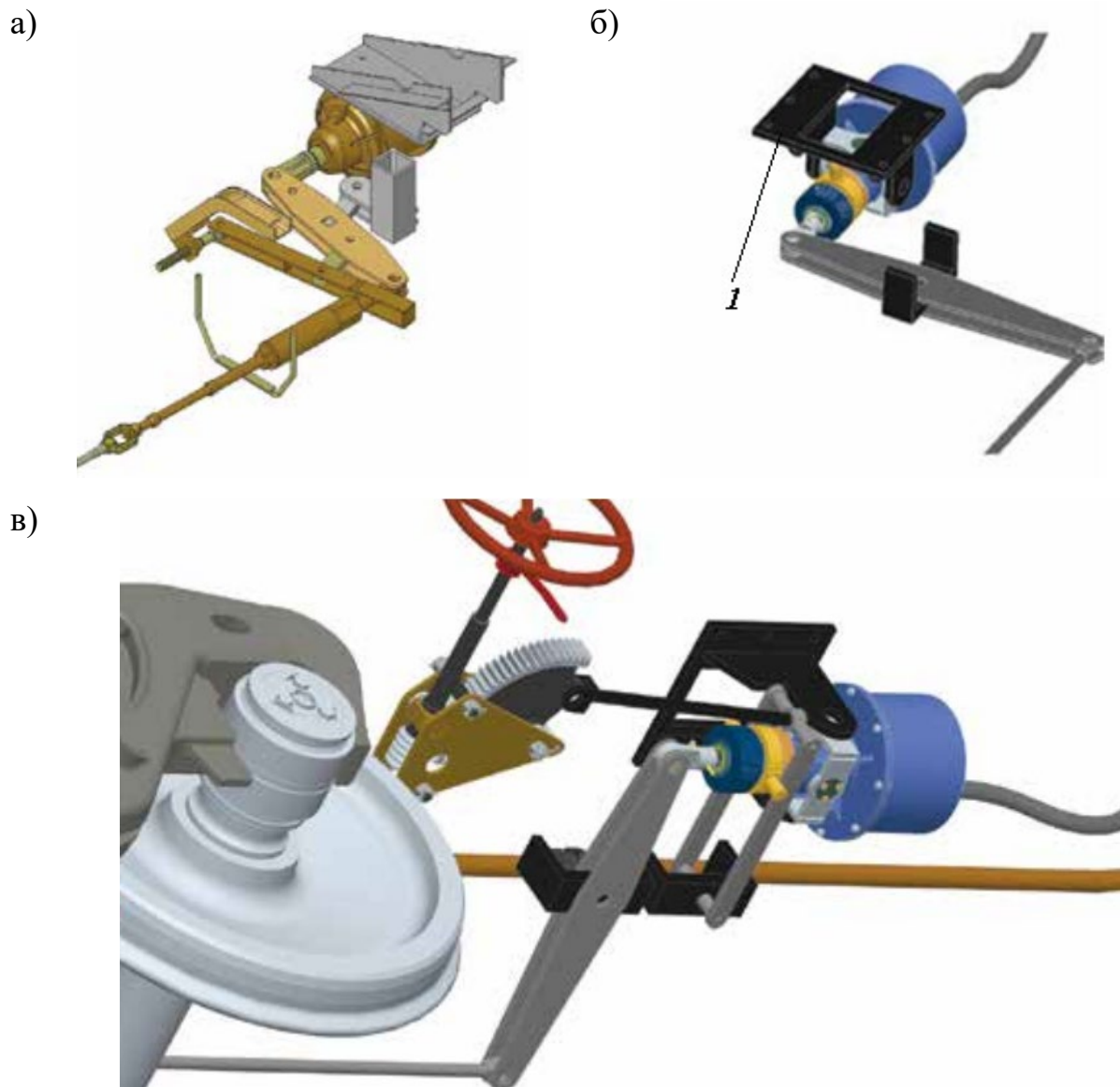


Рисунок 1.6 – Схема встановлення ТЦР 10-85 на вантажному вагоні  
 а) існуюча компоновка циліндра з авторегулятором та його важільним приводом; б) встановлення поворотного ТЦР 10-85 на кронштейні;  
 в) встановлення ТЦР 10-85 з приводом стоянкового гальма

### 1.1.3 Гальмова система вантажних вагонів західної Європи

На рис. 1.7 показана типова схема розташування гальмівного обладнання вантажного вагона для європейських залізниць. Залежно від зниження або підвищення тиску повітря в магістральному повітроводі поїзда за допомогою крана машиніста повітророзподільник 10, з резервуаром управління 11 змінює тиск у гальмівному циліндрі 2, наповнюючи його стисненим повітрям з запасного резервуара 5 при гальмуванні або з'єднуючи з атмосферою при відпуску гальм. Зусилля поршня ГЦ при гальмуванні передається на гальмівні колодки через систему важелів та тяг [7].

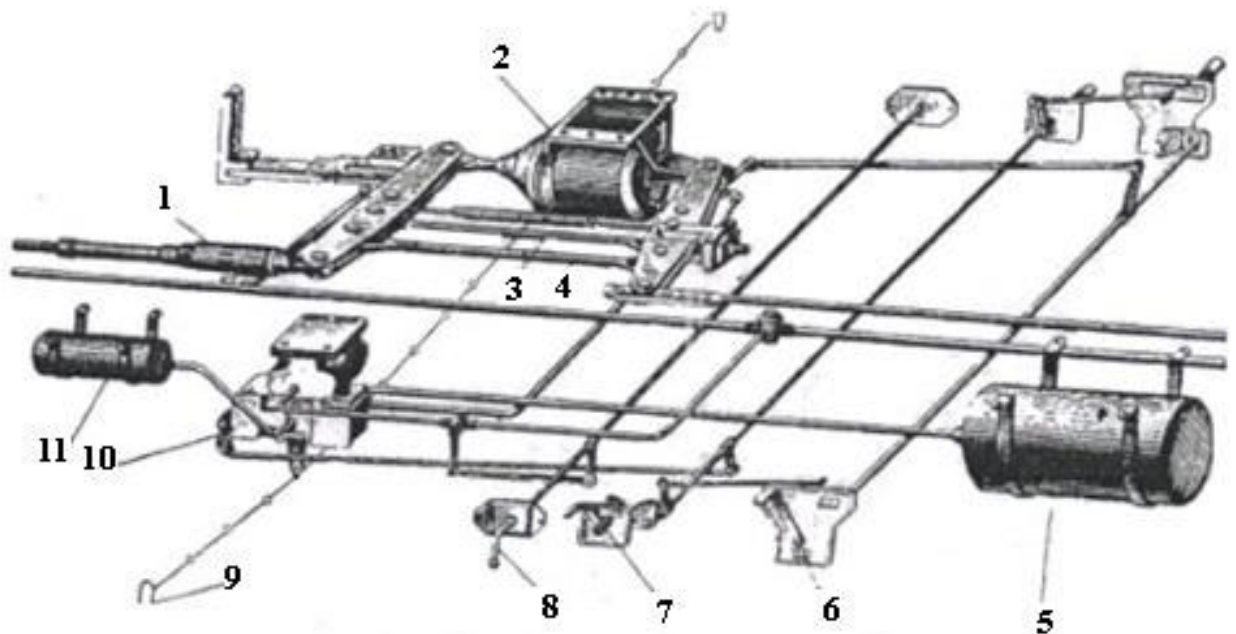


Рисунок 1.7 – Схема розміщення гальмівного обладнання вантажного вагона європейських залізниць

На головній тязі важільної передачі встановлюють автоматичний регулятор 1, що підтримує постійний зазор між колодками і колесами. За допомогою приводу 8 роз'єднувального крана повітророзподільника ставиться в положення, що вмикає або вимикає гальмо на вагоні. Відповідним

положенням рукоятки приводу 7 встановлюються режими повітророзподільника (пасажирський, вантажний), а рукояткою приводу 6 – порожній або завантажений режим гальмування. Перемикання режимів гальмування відбувається шляхом зміни передаточного відношення важільної передачі за допомогою перемикання горизонтальних важелів на одну з зтяжок 3 або 4. За допомогою рукоятки 9 можна впливати на відпускний клан повітророзподільника (відпуск пневматичних гальм вручну).

На рис. 1.8 зображений щиток розташування рукоятки приводу порожнього і навантаженого режиму гальмування. Нижня цифра 22 відповідає вазі вагона (брутто), при якому можна переводити рукоятку в положення завантаженого режиму гальмування, верхні цифри 11 і 21 позначають гальмову вагу відповідно до положення рукоятки. [8]

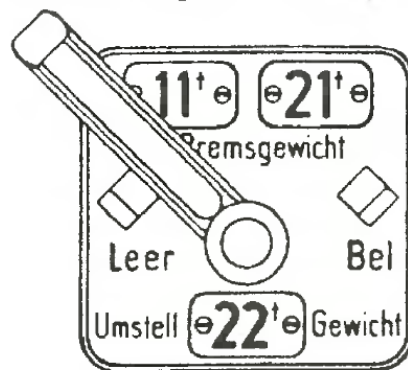


Рисунок 1.8 – Щиток з рукояткою приводу порожнього і завантаженого режиму гальмування

Гальмова важільна передача виконана з двостороннім натисканням гальмівних колодок на колесо. У кожному гальмовому башмаку кріпиться по дві секційні гальмові колодки [7, 8]. Застосування двостороннього натиснення забезпечує менший тиск в контакті з колодки з колесом та зменшує знос кожної колодки в процесі гальмування у порівнянні з одностороннім натисненням. Особливо значення це має при чавунних колодках на зтяжних спусках та довготривалих гальмуваннях, а також при високих швидкостях руху [23].

#### 1.1.4 Перспективні гальмові системи інтегровані у візок вагона

##### 1.1.4.1. Система фірми «Knorr-Bremse» з гальмовим блоком

Німецькою компанією Knorr-Bremse був розроблений гальмовий блок вантажного вагона який зображено на рис. 1.9. Особливістю його конструкції є відсутність гальмової важільної передачі на вагоні. Гальмові циліндри розташовуються безпосередньо на траверсі візка. Гальмовий блок має більший коефіцієнт корисної дії та меншу вагу у порівнянні з типовими гальмовими схемами, відрізняється більшою надійністю та, практично, не вимагає регулювання в експлуатації. Подібні гальмівні системи досить поширені в світовій практиці, але крім переваг мають ряд істотних недоліків, а саме [9, 10]:

- збільшення вартості;
- потреба в застосуванні додаткових гнучких гумових з'єднань від рами вагона до візків;
- погіршення динамічних характеристик вагона за рахунок збільшення маси необресорених частин.

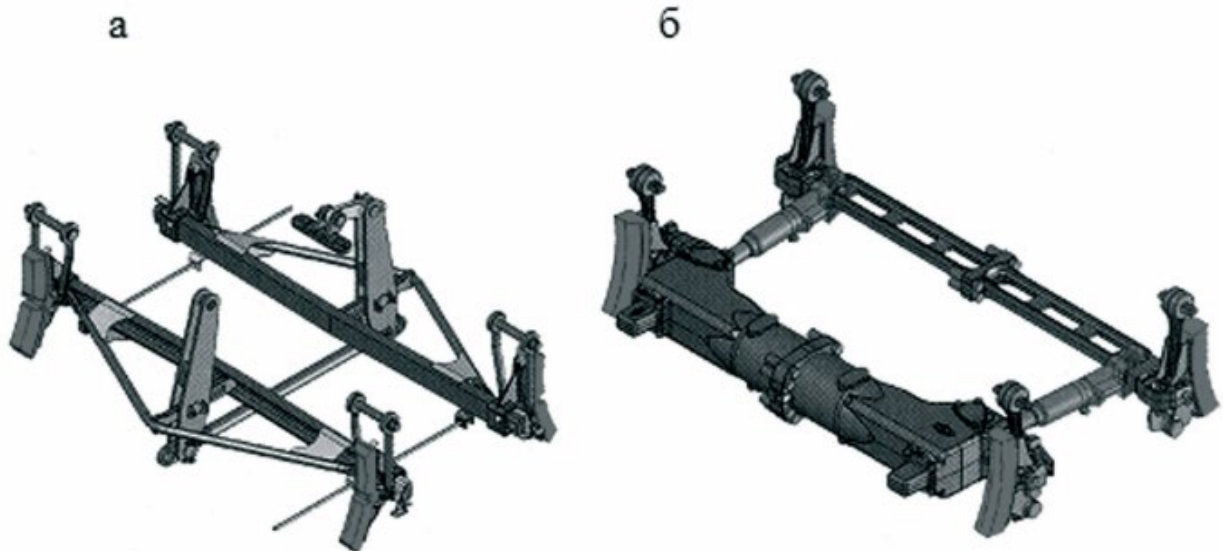


Рисунок 1.9 – Гальмова система фірми «Knorr-Bremse» з виконанням гальмового блоку на візку:

а) типова конструкція важільної передачі візка; б) гальмовий блок фірми «Knorr-Bremse»

#### 1.1.4.2. Перспективні гальмівні система вагонів колії 1520 мм.

Схожі розробки також впроваджені і на вагонах бункерного типу колії 1520 мм [24, 25]. Для зменшення габаритних розмірів та маси гальмівної системи була розроблена компактна система, виконавчі механізми якої (гальмівний циліндр, авторегулятор, гальмівна важільна передача) інтегровані у візок вантажного вагона. На кузові вагона розміщені повітророзподільник, авторежим, запасний резервуар та трубопроводи зі сполучною арматурою, а гальмівний циліндр, авторегулятор, важільна передача знаходиться на візку (рис. 1.10), що дозволило звільнити простір під вагоном для та механізмів розвантаження та знизити нижній рівень кузова для збільшення його об'єму.

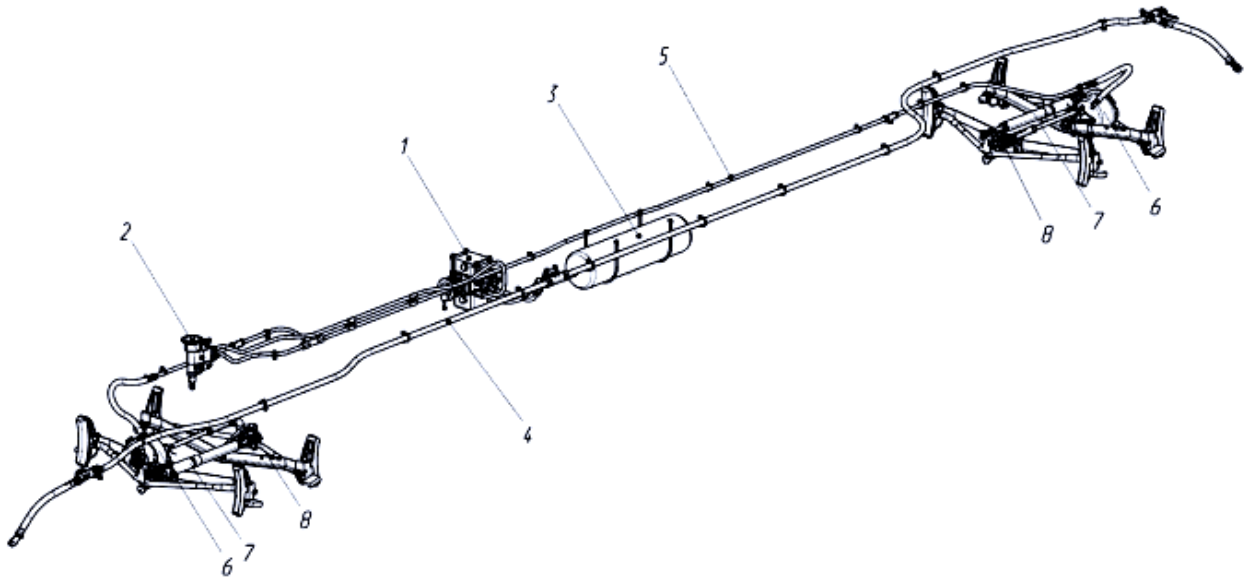


Рисунок 1.10 – Гальмівна система перспективного вантажного вагона:

1 – повітророзподільник; 2 - авторежим; 3 – запасний резервуар; 4 – гальмівна магістраль; 5 – підходящий повітропровід; 6 – гальмівний циліндр; 7 – авторегулятор; 8 – важільна передача

Основні технічні характеристики та значення параметрів виконавчої частини типової гальмівної системи напіввагона та гальмівної системи вагона з циліндром та авторегулятором на візку наведено у табл. 1.1.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Таблиця 1.1 Порівняння характеристик гальмівних систем

Параметр	Типова гальмівна система	Гальмівна система інтегрована у візок
Тип	Повізкове гальмування	Повізкове гальмування
Розташування виконавчих механізмів	Кузов та візок	Візок
Маса виконавчих механізмів з елементами кріплення, кг	728	480
Діаметр гальмівного циліндра, дюйми	10	11
Тип триангеля	Типовий підвісочний	Вдосконалена безпідвісочна конструкція
Передаточне відношення ГВП	6,2	5,25

Загальний вигляд інтегрованої гальмівної системи візка наведено на рис. 1.11.

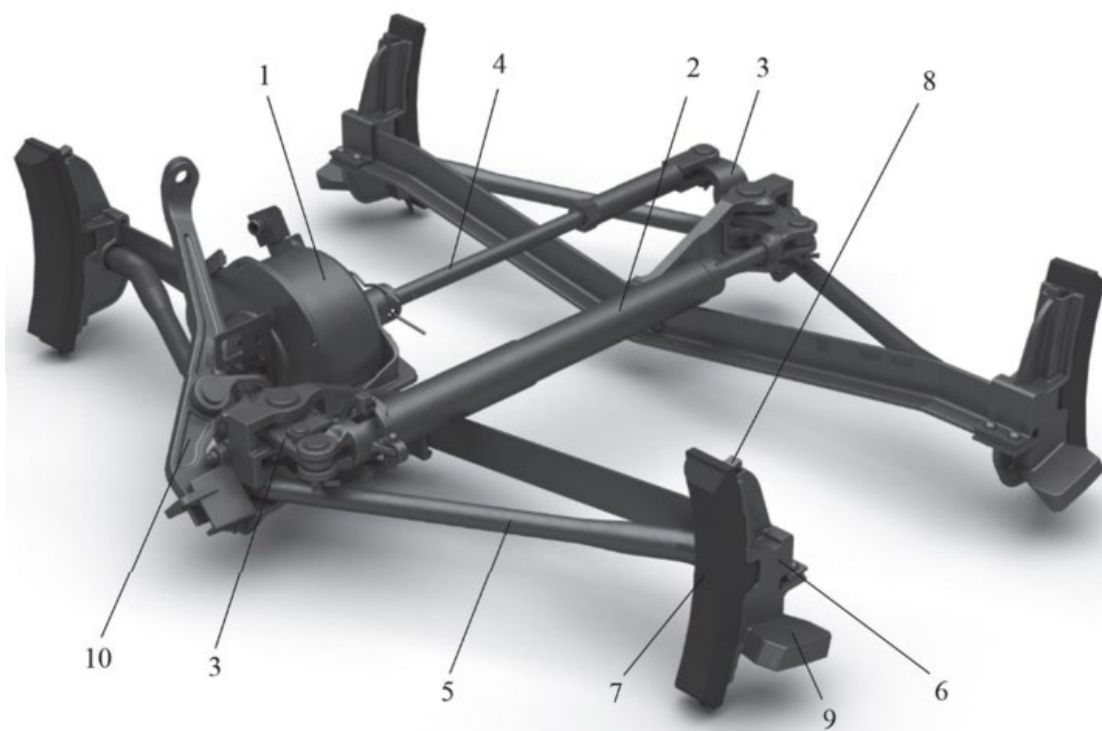


Рисунок 1.11 – Гальмівна система візка:

1 - гальмівний циліндр; 2 – авторегулятор; 3 - горизонтальні важелі; 4 – розпірна тяга; 5 – триангелі; 6 – башмак триангеля; 7 – колодки гальмові; 8 – чека; 9 – направляючі; 10 – важіль підключення приводу стоянкового гальма

Для встановлення та кріплення гальмівної системи на візку гальмівні башмаки містять торцеві направляючі, які встановлюються у пази бічних рам візків нового покоління. Гальмівна система візка може обладнуватися важелем для підключення приводу стоянкового гальма.

Внаслідок компактного розміщення елементів гальмівної системи у візку ефективно забезпечується захист гальмівного обладнання від зовнішніх механічних та кліматичних факторів. Наприклад, зменшується негативний вплив підвищеної температури у пунктах розморожування вантажів, оскільки гальмівні прилади конструктивно видалені від нагрівальних елементів; знижується ризик пошкодження гальмівного обладнання при розвантаженні вагона грейфером, викликаного виходом з ладу елементів кузова.

Компактність виконавчих елементів гальмівної системи дозволяє знизити кількість їх кінематичних зв'язків, тобто збільшити її коефіцієнт корисної дії.

Авторегулятор застосовується двосторонньої дії, тобто він як стягує так і розпускає важільну передачу при зміні зазору між колодкою та колесом. Гальмівний циліндр має самовстановлювальний шток, який забезпечує працездатність циліндра при криволінійній траєкторії його руху, рис.1.12.

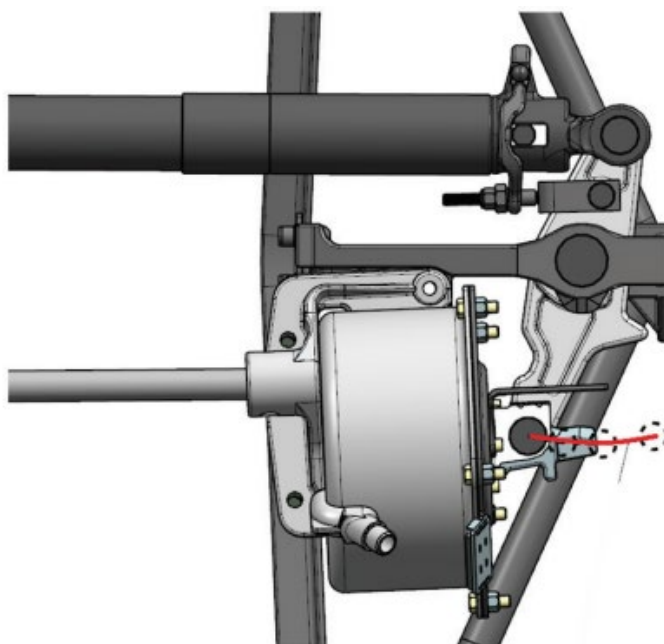


Рисунок 1.12 – Траєкторія руху гальмівного циліндра

При русі вагона відстань між гальмівним циліндром і підвідним трубопроводом змінюється залежно від кривизни колії (повороту візка під вагоном) і величини прогину ресорного комплексу візка. Тому був застосований гнучкий рукав, що забезпечує надійне з'єднання підвідного трубопроводу з гальмівним циліндром у всіх їх можливих взаємних положеннях. Щоб уникнути пошкоджень рукава в експлуатації він має додатковий захист від зовнішніх впливів - металеве обплетення.

Така гальмівна система має також і недоліки:

- збільшення вартості;
- потреба в застосуванні додаткових гнучких гумових з'єднань від рами вагона до візків;
- погіршення динамічних характеристик вагона за рахунок збільшення маси необресорених частин.

#### 1.1.5 Пневматичні мережі вантажних вагонів та шляхи підвищення їх щільності

Відповідно до міжнародних вимог автоматичні гальма всіх країн повинні діяти при зарядному тиску  $5 \pm 0,05$  кг/см<sup>2</sup>. Загальним недоліком всіх розглянутих пневматичних гальмових схем є наявність впливів повітря які можуть стати причиною несправної роботи автогальм. При надмірних впливах спостерігається посилена робота компресорів на локомотивах, перегрів деталей компресорів, а також створюється великий перепад тисків повітря в головному і хвостовому вагонах поїзда. Це призводить до самогальмування повітроподільників, поганого відпуску та сприяє заклинюванню колісних пар. Поява впливів повітря в процесі експлуатації пояснюється двома причинами: низькою якістю монтажу повітропроводів та слабким кріпленням повітропроводів, арматури і гальмових пристроїв, що призводить до розладу різьбових з'єднань. Впливи повітря можуть бути в місцях з'єднання труб в трійниках, муфтах, в з'єднаннях запасних резервуарів, в кінцевих кранах, в місцях посадки гумових рукавів і особливо

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19



виконується по падінню тиску, який не повинен перевищувати  $0,1 \text{ кгс/см}^2$  за 5 хв [11].

Перевірка щільності гальмової системи поїзда сформованого з вантажних вагонів проводиться у наступному порядку: після повної зарядки гальмової магістралі до встановленого тиску машиніст і оглядач вагонів повинен перевірити щільність гальмової магістралі. Для цього після відключення компресорів регулятором при досягненні в головних резервуарах локомотива граничного тиску і подальшого зниження цього тиску на  $0,4-0,5 \text{ кгс/см}^2$  необхідно виміряти час його зниження на  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  при поїзному положенні ручки крана машиніста. В залежно від довжини поїзда в осях і об'єму головних резервуарів локомотива, отриманий час зниження тиску на  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  в головних резервуарах порівнюють з найменш допустимим по таблиці 9.1 Інструкції ЦВ-ЦЛ-ЦТ-0015 [12].

Для підвищення щільності повітропроводів в даний час застосовують арматуру з безрізьбовим кріпленням труб, що дозволяє підвищити герметичність гальмівної магістралі, мінімізувати витрати на експлуатацію та ремонт вагонів, виключити відчеплення вагона в поточний відчіпного ремонт через несправність гальмівного обладнання. Еластичний матеріал, який застосовується в якості ущільнень, компенсує негативний вплив вібраційних і ударних навантажень під час руху поїзда. Приклад виконання безрізьбового з'єднання магістралей приведено на рис.1.14 [13].

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

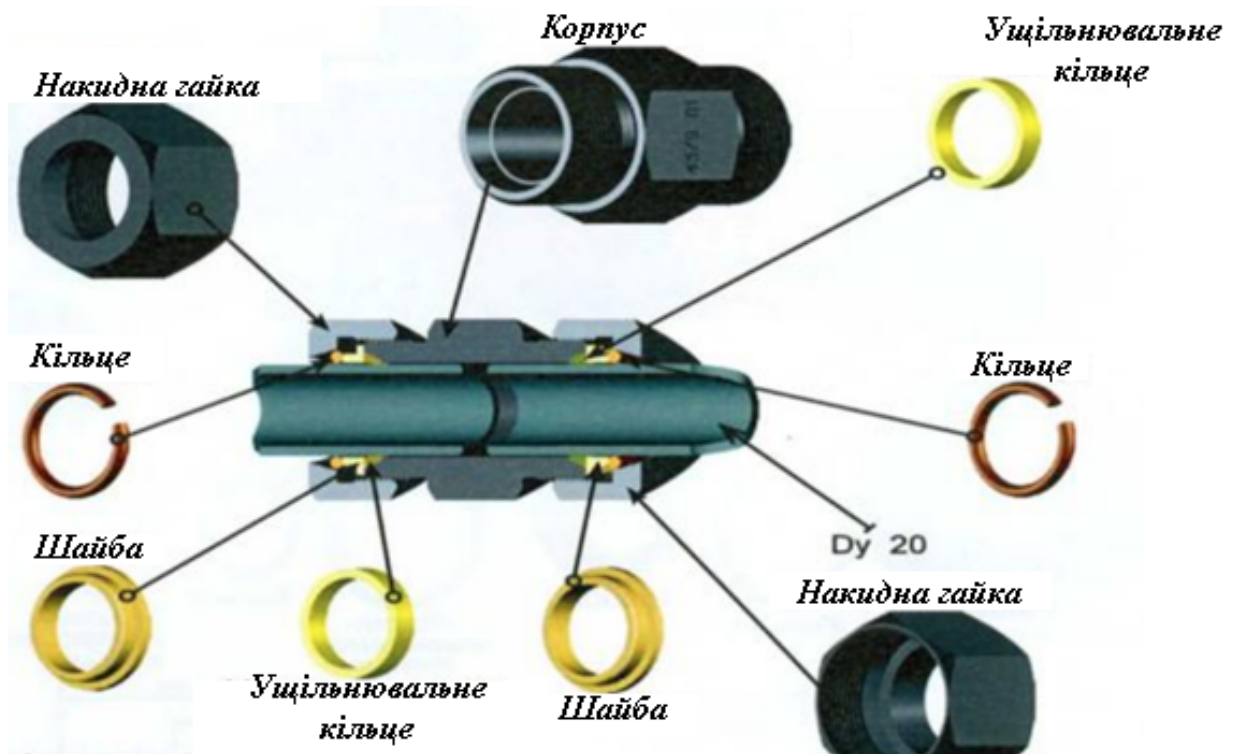


Рисунок 1.14 – Безрізбове з'єднання труб гальмівної магістралі

## 1.2 Аналіз літератури за напрямом досліджень

В роботах [14-18] підтверджується ефективність гальмових систем з роздільним гальмуванням, особливо на вагонах бункерного типу. Застосування роздільного гальмування на вагонах бункерного типу дозволило забезпечити рівномірність зусиль натискання гальмових колодок на візках вагона, спростити регулювання, а за рахунок збільшення ККД дозволило підвищити коефіцієнти натискання гальмових колодок і відповідно зменшити гальмовий шлях, що підтверджують результати розрахунків та експерименту. Застосування повізкового гальмування дозволяє збільшити ефективність гальмування на 11% в порівнянні з несиметричною передачею.

В роботах [19, 20] приведені розрахункові дослідження гальмової ефективності вантажних вагонів. Результати проведених авторами дослідження гальмівних систем вантажних вагонів з роздільним гальмуванням візків з композиційними і чавунними колодками при осьовому навантаженні

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

23,5 тс задовольняють нормативним вимогам, за винятком гальмових шляхів вантажних поїздів з чавунними колодками на ухилах.

У відповідності до вимог [21] встановлені мінімальні величини розрахункового коефіцієнта сили натискання композиційних колодок для вантажних вагонів з осьовим навантаженням до 25 тс:

- для швидкості 90 км/год на середньому режимі 0,22 для порожнього вагона і 0,14 для завантаженого;
- для швидкості 100 км/год на середньому режимі 0,22 для порожнього вагона і 0,17 для завантаженого;
- для швидкості 120 км/год на завантаженому режимі 0,25 незалежно від завантаження.

Також підтверджується ефективність та доцільність використання гальмових систем з роздільним гальмування в роботі [22], в якій приведені результати теоретичних та експериментальних досліджень. В роботі наголошується, що найбільше підвищення гальмової ефективності у порівнянні з типовою схемою наявне при зношених гальмових колодках.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

## Висновки з розділу

У розділі розглянуті основні тенденції розвитку вітчизняних та закордонних гальмових систем вантажних вагонів. Встановлено, що в Україні та інших країнах колії 1520 мм вантажні вагони обладнають переважно системами з гальмовими важільними передачами, які діють одночасно на два візки від одного гальмового циліндру. Недоліками такої системи є нерівномірність сил натискання колодок на колеса, складність регулювання, велика вага, відносно великі втрати на тертя у шарнірних з'єднаннях (ККД). Для вагонів бункерного типу така гальмова схема потребує введення в важільну передачу додаткових тяг і важелів, що знижує ефективність дії гальма.

Конструкція важільної передачі трьохелементного візка не дозволяє застосувати двостороннє натиснення гальмових колодок на колесо.

В Західній Європі застосовано двостороннє натиснення колодок, переважно чавунних, на колесо. Застосування двостороннього натиснення забезпечує менший тиск в контакті з колодки з колесом та зменшує знос кожної колодки в процесі гальмування у порівнянні з одностороннім натисненням.

Для сучасних вантажних вагонів та вагонів вітчизняними вагонобудівними заводами спроектовані та впроваджені системи повізкового гальмування. Особливістю таких систем є наявність декількох гальмових циліндрів, розташованих на рамі вагона або на візках які мають власну незалежну важільну передачу. Системи повізкового гальмування дозволяють підвищити ефективність гальма за рахунок збільшення ККД, забезпечення рівномірного розподілу сил натиснення на кожну вісь вагона, спрощення регулювання. Разом з тим, збільшення кількості гальмівного обладнання збільшує вартість гальмових систем. Крім того у таких гальмових системах привід стоянкового гальма впливає тільки на один з візків.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

Аналіз літературних джерел показує, що тема магістерської роботи є актуальною і своєчасною для українських залізниць та досі залишається невирішеною в повній мірі. Для її вирішення необхідно:

- доопрацювання систем роздільного гальмування шляхом уніфікації їх важільних передач які мають різні передаточні числа та розміри важелів та тяг;

- впровадження сучасних гальмових приладів, таких як нові гальмові циліндри з вбудованим авторегулятором або використання гальмових блоків.

На даний час системи роздільного гальмування застосовуються в першу чергу на вагонах бункерного типу, напіввагонах, транспортерах, довгобазних платформах та вагонах з осьовим навантаженням 25 тс. При необхідності треба розширювати сфери їх використання і на інші типи вагонів (цистерни, криті, думпкари).

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

## 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

В цьому розділі проведемо порівняння двох гальмових систем:

- з двома гальмовими циліндрами діаметром 10 " з роздільними гальмовими важільними передачами;
- з симетричним розміщенням гальмового циліндру діаметром 14 " та типовою гальмовою важільною передачею.

Для порівняння ефективності гальмових систем згідно з [8, 27, 28] проведемо розрахунки основних характеристик гальмової системи: передаточного відношення важільної передачі, зусилля на штоці поршня, дійсне та розрахункове натиснення на одну гальмову колодку, розрахунковий коефіцієнт сили натиснення колодок, оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні. Вплив гальмових систем вантажних вагонів на безпеку руху оцінимо по довженні гальмового шляху.

Порівняння ефективності гальмових систем проведемо для 60-футової фітингової платформи моделі 13-7138 з осьовим навантаженням 23,5 тс для перевезення великотоннажних контейнерів побудови Крюківського вагонобудівного заводу. Параметри гальмівної системи представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри гальмівної системи.

Параметр	Роздільне гальмування	Типова схема
1	2	3
Загальні характеристики		
Тара, т:		
- мінімальна	21,0	
- номінальна	21,5	
- максимальна	22,0	
Максимальне завантаження, т	72	
Конструкційна швидкість, км/год	120	
Тип колодок	Композиційні	

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
Характеристики гальмівного циліндра		
Кількість гальмівних циліндрів, од	2	1
Діаметр гальмівного циліндра	0,254	0,356
Сила попереднього стиснення пружини, кН	0,883	1,560
Жорсткість відпусної пружини, кН/м	2,3	6,5
К.К.Д гальмівного циліндра	0,98	0,98
Характеристики авторегулятора		
Сила попереднього стиснення пружини, кН	0,883	1,657
Жорсткість пружини, кН/м	20,8	22,7
Величина стиснення пружини при гальмуванні, м	0,01	0,015
Характеристики важільної передачі		
Кількість осей на які діє один циліндр, од	2	4
Кількість колодок на які діє один циліндр, од	4	8
К.К.Д важільної передачі	0,95	
Вихід штока поршня гальмівного циліндра, м	0,025-0,065	0,05-0,1

## 2.1 Гальмова система з роздільним гальмуванням

### 2.1.1 Об'єм запасного резервуару

Визначимо найменший об'єм запасного резервуару для обраного гальмівного циліндра із розрахунку забезпечення найбільшого тиску не нижче 0,38 МПа.

$$V_{зр} = 0,078F, \quad (2.1)$$

де  $F$  – площа поршня ГЦ,  $\text{см}^2$

$$V_{зр} = 0,078 \frac{\pi D^2}{4} = 0,078 \frac{3,14 \cdot 25,4^2}{4} = 39,5 \text{ л.}$$

Враховуємо, що від одного запасного резервуару будуть жититися одразу два ГЦ обираємо з переліку запасних резервуарів, котрі випускають

промисловістю, найближчий більший типорозмір. Обираємо запасний резервуар Р7-78 об'ємом 78 л [29].

### 2.1.2 Розрахунок передаточного відношення ГВП

Передатне число – це відношення теоретичної суми сил натискання гальмових колодок, які приводяться в дію від одного гальмового циліндра, до зусилля по штоку гальмового циліндра.

У загальмованому стані ГВП можна розглядати як плоску кінематичну схему у стані рівноваги, рис.2.1.

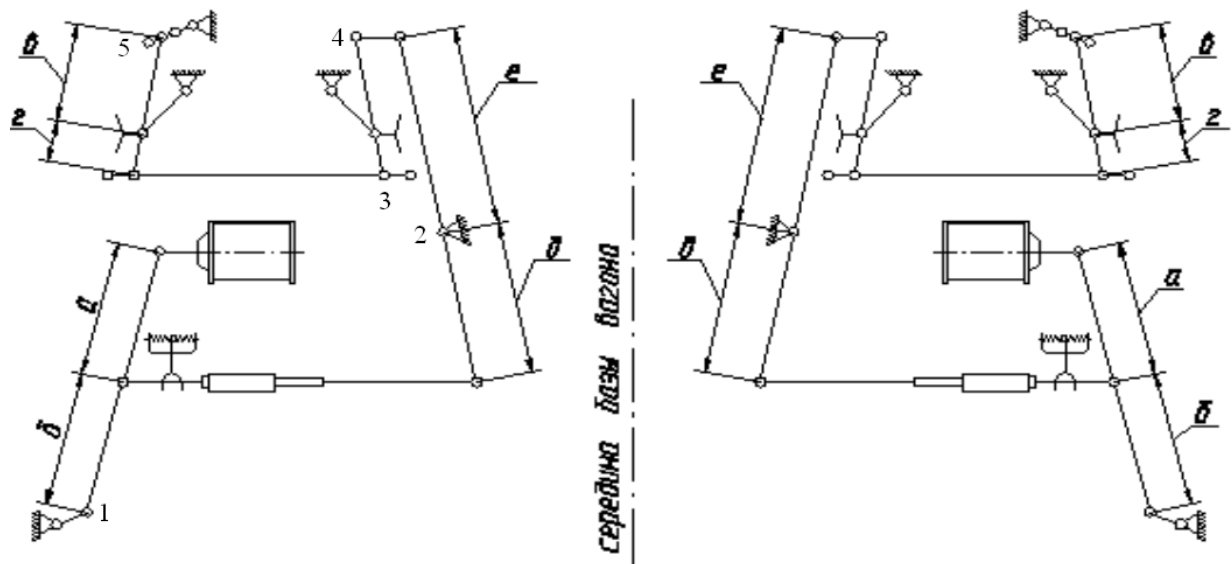


Рисунок 2.1 – Схема гальмівної важільної передачі піввагона з роздільним гальмуванням

Для того щоб знайти зусилля на тязі авторегулятора  $P_A$  складемо рівняння моментів відносно точки  $O_1$ :

$$\sum M_{O_1} = 0.$$

$$P_{шт} \cdot (a + б) = P_A \cdot б, \quad (2.1)$$

$$P_A = P_{шт} \frac{a + б}{б} \quad (2.2)$$

Знаючи зусилля на тязі авторегулятора, можна визначити зусилля на

другому кінці важеля першого роду, склавши рівняння моментів відносно точки  $O_2$ :

$$\sum M_{O_2} = 0.$$

$$P_A \cdot d = P_1 \cdot e, \quad (2.3)$$

$$P_1 = P_A \frac{d}{e} = P_{ум} \frac{d(a+b)}{e \cdot b}. \quad (2.4)$$

Для визначення зусилля притискання внутрішньої колодки  $K_1$  до колеса складемо рівняння моментів відносно точки  $O_3$ :

$$\sum M_{O_3} = 0.$$

$$K_1 \cdot \Gamma = P_1 \cdot (b + \Gamma), \quad (2.5)$$

$$K_1 = P_1 \frac{b + \Gamma}{\Gamma} = P_{ум} \frac{b + \Gamma}{\Gamma} \frac{d(a+b)}{e \cdot b}. \quad (2.6)$$

Знаючи зусилля  $K_1$  знайдемо зусилля у підосній тязі  $P_2$ , склавши рівняння моментів відносно точки  $O_4$  (валик з'єднання серезки з верхнім плечем вертикального важеля):

$$\sum M_{O_4} = 0.$$

$$P_2 \cdot (b + \Gamma) = K_1 \cdot b, \quad (2.7)$$

$$P_2 = K_1 \cdot \frac{b}{b + \Gamma} = P_{ум} \frac{b}{b + \Gamma} \frac{b + \Gamma}{\Gamma} \frac{d(a+b)}{e \cdot b} = P_{ум} \frac{d(a+b)}{\Gamma e \cdot b}, \quad (2.8)$$

Знаючи зусилля у підосній тязі  $P_2$  знайдемо зусилля натиснення колодки до зовнішнього колеса  $K_2$  склавши рівняння моментів відносно точки  $O_5$ :

$$\sum M_{O_5} = 0.$$

$$P_2 \cdot (b + \Gamma) = K_2 \cdot b, \quad (2.9)$$

$$K_2 = P_2 \cdot \frac{в+г}{в} = P_{ум} \frac{в+г}{в} \frac{д}{г} \frac{а+б}{е} = P_{ум} \frac{в+г}{г} \frac{д}{е} \frac{а+б}{б}, \quad (2.10)$$

Як видно з розрахунків  $K_1 = K_2$ , отже з гальмівна важільна передача забезпечує рівні зусилля на всі гальмівні колодки  $U_1 = U_2$ .

Загальне передаточне число ГВП до одного візка дорівнює:  $U = U_1 + U_2$ . Отже:

$$U = 2 \frac{в+г}{г} \frac{д}{е} \frac{а+б}{б}, \quad (2.11)$$

де, а, б, в, г – розміри важелів, мм: а=240, б=240, в=400, г=160, д=140, е=350.

$$U = 2 \frac{400+160}{160} \frac{140}{350} \frac{240+240}{240} = 5,6$$

### 2.1.3 Привід авторегулятора

Фрикційне колодкове гальмо вимагає контакту колеса та колодки при гальмуванні. При цьому відбувається знос пар тертя. Для того щоб компенсувати знос гальмової колодки, та постійно підтримувати відстань між колесом і колодкою у відпущеному стані гальм на відстані 5-8 мм необхідно на вагоні який встановити автоматичний регулятор гальмової важільної передачі (авторегулятор) типу РТРП – 300. При встановленні на вагон авторегулятора важільна передача доповнюється його приводом (важільним, стержньовим або упором по типу бункерних вагонів).

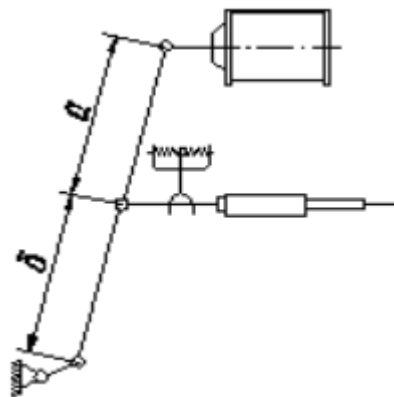


Рисунок 2.2 – Схема приводу регулятора ГВП

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_p = \frac{6}{a+6}, \quad (2.12)$$

$$n_p = \frac{240}{240 + 240} = 0,5.$$

Сила пружини авторегулятора може бути знайдена за формулою:

$$P_2 = (F_p + \mathcal{K}_p L_p) n_p, \quad (2.13)$$

де  $F_p$  – сила попереднього стиснення пружини регулятора;

$\mathcal{K}_p$  – жорсткість пружини авторегулятора;

$L_p$  – величина стиснення пружини авторегулятора при гальмуванні.

$$P_2 = (0,883 + 20,8 \cdot 0,01) 0,5 = 0,55 \text{ кН}.$$

#### 2.1.4 Зусилля по штоку поршня гальмового циліндру

Зусилля по штоці поршня ГЦ в кГ, знаходимо за формулою

$$P_{шт} = p_{тц} \cdot F \cdot \eta_{тц} - P_1 - P_2, \quad (2.14)$$

де  $p_{тц}$  – розрахунковий тиск у ГЦ, [для порожнього режиму включення ПР

-  $p_{тц} = 130$  кПа, для середнього режиму включення ПР -  $p_{тц} = 300$  кПа

(колодки композиційні, авторежим встановлено на вагоні)];

$F$  – площа поршня ГЦ, см<sup>2</sup>

$$F = \frac{\pi \cdot D_{тц}^2}{4}, \quad (2.15)$$

де  $D_{тц}$  – діаметр ГЦ,  $D_{тц} = 0,254$  м.

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,254^2}{4} = 0,0506 \text{ м}^2.$$

$\eta_{тц}$  – коефіцієнт корисної дії ГЦ;

$P_1, P_2$  – приведені до штока зусилля відпускних пружин відповідно циліндра та регулятора ГВП.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

Зусилля відпускнуї пружини ГЦ знаходимо за формулою:

$$P_1 = P_o + \mathcal{J}_{ГЦ} \cdot L_{умт}, \quad (2.16)$$

де  $P_o$  – зусилля попереднього стиснення відпускнуї пружини ГЦ;

$\mathcal{J}_{ГЦ}$  – жорсткість відпускнуї пружини ГЦ;

$L_{умт}$  – розрахунковий вихід штоку ГЦ.

$$P_1 = 0,883 + 2,3 \cdot 0,065 = 1,03 \text{ кН}$$

Зусилля по штоку поршня ГЦ в кГ, для порожнього режиму включення ПР

$$P_{умт} = 130 \cdot 0,0506 \cdot 0,98 - 1,03 - 0,55 = 4,866 \text{ кН}$$

Зусилля по штоку поршня ГЦ в кГ, для середнього режиму включення ПР

$$P_{умт} = 300 \cdot 0,0506 \cdot 0,98 - 1,03 - 0,55 = 13,296 \text{ кН}$$

Дійсна сила натиснення на одну гальмівну колодку розраховуємо за формулою

$$K = \frac{1}{m} P_{умт} n \eta_{ГВП}, \quad (2.17)$$

де  $m$  – число гальмових колодок вагона, на які діє зусилля від одного гальмового циліндру;

$n$  – передаточне відношення ГВП;

$P_{умт}$  – зусилля по штоку ГЦ;

$\eta_{ГВП}$  – ККД важільної передачі.

Дійсна сила натиснення на одну гальмівну колодку для порожнього режиму включення ПР

$$K = \frac{1}{4} \cdot 4,866 \cdot 5,6 \cdot 0,95 = 6,48 \text{ кН}$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

Дійсна сила натиснення на одну гальмівну колодку для середнього режиму включення ПР

$$K = \frac{1}{4} \cdot 13,296 \cdot 5,6 \cdot 0,95 = 17,70 \text{ кН}$$

Розрахункова сила натиснення на гальмівну колодку (в кН) визначається за формулою для композиційних колодок:

$$K_p^k = 1,22 \cdot K \cdot \frac{0,1 \cdot K + 20}{0,4 \cdot K + 20}, \quad (2.18)$$

Розрахункова сила натиснення на гальмівну колодку для порожнього режиму включення ПР:

$$K_p^k = 1,22 \cdot 6,48 \cdot \frac{0,1 \cdot 6,48 + 20}{0,4 \cdot 6,48 + 20} = 7,22 \text{ кН}$$

Розрахункова сила натиснення на гальмівну колодку для середнього режиму включення ПР:

$$K_p^k = 1,22 \cdot 17,70 \cdot \frac{0,1 \cdot 17,70 + 20}{0,4 \cdot 17,70 + 20} = 17,36 \text{ кН}$$

#### 2.1.5 Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок

Обчислимо розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок для усіх видів завантаження за формулою:

$$\delta_p = \frac{\Sigma K_p}{g(T+Q)} \geq [\delta_p], \quad (2.19)$$

де  $\Sigma K_p$  – сумарна розрахункова сила натиснення колодок;

$$\Sigma K_p = K_p m, \quad (2.20)$$

$m$  – кількість гальмових колодок,  $m = 8$ ;

$T, Q$  – вага порожнього вагону і вантажу відповідно, т

$[\delta_p]$  – мінімально допустимі по ефективності гальмування значення коефіцієнтів натиснення гальмівних колодок для вантажних і рефрижераторних вагонів.

Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок для порожнього режиму включення ПР:

- мінімальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 7,22}{9,81 \cdot 21} = 0,28$$

- номінальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 7,22}{9,81 \cdot 21,5} = 0,274$$

- максимальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 7,22}{9,81 \cdot 22} = 0,267$$

Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок для середнього режиму включення ПР

- мінімальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 17,36}{9,81(21 + 72)} = 0,152$$

- номінальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 17,36}{9,81(21,5 + 72)} = 0,151$$

- максимальна тара

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 17,36}{9,81(22 + 72)} = 0,150$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

Перевіримо виконання умови  $\delta_p \geq [\delta_p]$ :

- для порожнього режиму включення ПР

$[\delta_p] = 0,22$ , умова виконується

- для середнього режиму включення ПР

$[\delta_p] = 0,14$ , умова виконується

### 2.1.6 Визначення питомого тиску на гальмівну колодку

Стійкість проти теплової напруженості, що викликається цикловим багаторазовим нагріванням і охолодженням оцінюється питомим тиском  $p_\Delta$  на гальмівну колодку при максимальному тиску повітря в гальмівному циліндрі.

При максимальних тисках повітря в гальмівному циліндрі розрахунок по вже відомих формулах виконують у наступній послідовності:

- знаходять зусилля по штоку гальмівного циліндра:

$$P_{шт}^n = 340 \cdot 0,0506 \cdot 0,98 - 1,03 - 0,55 = 15,28 \text{ кН}$$

- знаходять дійсне натиснення  $K_{max}$  на одну гальмівну колодку:

$$K = \frac{1}{4} \cdot 15,28 \cdot 5,6 \cdot 0,95 = 20,322 \text{ кН} = 20322 \text{ Н}$$

Визначаємо питомий тиск на колодку за формулою:

$$p_\Delta = \frac{K_{max}}{F} \leq [p_\Delta], \quad (2.21)$$

де  $F$  – геометрична площа тертя композиційної гальмівної колодки  
 $F = 290 \text{ см}^2$

$[p_\Delta]$  – максимально допустиме натиснення на колодку, при швидкості  
120 км/год

$$p_\Delta = \frac{20322}{290} = 70,1 \text{ Н/см}^2$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

Перевіримо виконання умови  $p_{\Delta} \leq [p_{\Delta}]$ :  $p_{\Delta} = 73,2 \leq [p_{\Delta}] = 90$ , умова виконується.

### 2.1.7 Оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні

Ця перевірка виконується згідно положень попередніх підрозділів, але при максимальному тиску в гальмівному циліндрі (160 кПа та 340 кПа відповідно для порожнього та середнього режиму включення ПР), без врахування протидії привода регулятора, при ККД рівному 1 та при відповідних швидкостях прямування: 20 км/год та 120 км/год.

Знаходимо зусилля по штоці поршня ГЦ в кГ:

- для порожнього режиму включення ПР

$$P_{шт}^n = 160 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,254^2}{4} \cdot 1 - 1,03 = 7,073 \text{ кН}$$

- для середнього режиму включення ПР

$$P_{шт}^n = 340 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,254^2}{4} \cdot 1 - 1,03 = 16,189 \text{ кН}$$

Визначаємо дійсну силу натиснення на одну гальмову колодку:

для порожнього режиму включення ПР

$$K = \frac{1}{4} \cdot 7,073 \cdot 5,6 \cdot 1 = 9,9 \text{ кН}$$

для середнього режиму включення ПР

$$K = \frac{1}{4} \cdot 16,189 \cdot 5,6 \cdot 1 = 22,7 \text{ кН}$$

Розрахункова сила натиснення на гальмову колодку (в кН) буде дорівнювати:

для порожнього режиму включення ПР:

$$K_p^k = 1,22 \cdot 9,9 \cdot \frac{0,1 \cdot 9,9 + 20}{0,4 \cdot 9,9 + 20} = 10,58 \text{ кН}$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

для середнього режиму включення ПР:

$$K_p^k = 1,22 \cdot 22,7 \cdot \frac{0,1 \cdot 22,7 + 20}{0,4 \cdot 22,7 + 20} = 21,21 \text{ кН}$$

Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмових колодок для одного візка при мінімальній тарі буде складати:

- для порожнього режиму включення ПР

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 10,58}{9,81 \cdot 21} = 0,411$$

- для середнього режиму включення ПР

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 21,21}{9,81(21 + 72)} = 0,186$$

Розрахунковий коефіцієнт тертя гальмової колодки визначається формулою (композиційні колодки):

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (2.22)$$

Коефіцієнт тертя композиційних гальмівних колодок який визначається за формулою (2.22) буде складати:

при  $V=20$  км/год

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{20 + 150}{2 \cdot 20 + 150} = 0,322$$

при  $V=120$  км/год

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{120 + 150}{2 \cdot 120 + 150} = 0,249$$

Значення граничного коефіцієнта зчеплення  $[\Psi_k]$  знаходять як добуток функції осьового навантаження  $f(q_0)$  і швидкості руху  $f(V)$ .

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\Psi_k] = f(q_0)f(V), \quad (2.23)$$

Функція осьового навантаження визначається за формулою:

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153(q_0 - 49), \quad (2.24)$$

де  $q_0$  – навантаження на вісь, кН (визначаємо для завантаженого і порожнього вагона).

Функція швидкості руху  $f(V)$  залежить від динамічних властивостей ходових частин і визначається за імперичною формулою (для вантажних вагонів):

$$\Psi(V) = \frac{V+81}{2,4V+81}, \quad (2.25)$$

де  $V$  – швидкість руху, км/год.

Визначмо функція осьового навантаження:

- для порожнього вагону

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153\left(\frac{21 \cdot 9,81}{4} - 49\right) = 0,169$$

- для завантаженого вагона

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153\left(\frac{(21+72) \cdot 9,81}{4} - 49\right) = 0,143$$

Визначмо функція швидкості руху  $f(V)$ , за формулою (2.25):

при  $V=20$  км/год

$$\Psi(V) = \frac{20+81}{2,4 \cdot 20+81} = 0,783$$

при  $V=120$  км/год

$$\Psi(V) = \frac{120+81}{2,4 \cdot 120+81} = 0,545$$

Перевіряємо виконання умови

					<i>031.160124.ДМР.000 ПЗ</i>	Лист
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_P \varphi_{кр} < [\Psi_K], \quad (2.26)$$

- для порожнього режиму включення ПР:

при 20 км/год

$$0,411 \cdot 0,322 = 0,132 < 0,1693 \cdot 0,783 = 0,133$$

Умова виконується

при 120 км/год

$$0,411 \cdot 0,249 = 0,102 \approx 0,169 \cdot 0,545 = 0,102$$

Умова виконується

- для середнього режиму включення ПР

при 20 км/год

$$0,186 \cdot 0,322 = 0,0598 < 0,143 \cdot 0,783 = 0,111$$

Умова виконується

при 120 км/год

$$0,186 \cdot 0,249 = 0,046 < 0,143 \cdot 0,545 = 0,077$$

Умова виконується

### 2.1.8 Розрахунок гальмового шляху

Повний гальмовий шлях  $S_T$ , який проходить поїзд від початку гальмування до повної зупинки, складається з підготовчого шляху  $S_{II}$  і дійсного шляху гальмування  $S_D$ .

$$S_T = S_{II} + S_D, \quad (2.27)$$

Шлях підготовки (м) визначається за формулою:

$$S_{II} = V_0 \frac{t_{II}}{3,6}, \quad (2.28)$$

де  $V_0$  – швидкість на початку гальмування, км/год;

$t_{II}$  – час підготовки гальм до дії, с.

Приймаємо час підготовки гальм до дії (для вантажних поїздів довжиною до 200 осей включно):

$$t_{\Pi} = 7 - \frac{10i_c}{b_T}, \quad (2.29)$$

де  $i_c$  – значення ухилу зі знаком “ – “ на спусках, зі знаком “ + “ на підйом в ‰/‰;

$b_T$  – питома гальмівна сила при найбільшій швидкості на початку гальмування, кГ/тс.

$$b_T = 1000g_p\varphi_{кр}, \quad (2.30)$$

де  $g_p(\delta_p)$  – гальмовий коефіцієнт поїзда;

$\varphi_{кр}$  – розрахунковий коефіцієнт тертя колодки.

Коефіцієнт тертя гальмівних колодок визначаємо, за формулою:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (2.31)$$

при  $V=120$  км/год

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{120 + 150}{2 \cdot 90 + 150} = 0,249$$

$$b_T = 1000 \cdot 0,267 \cdot 0,249 = 66,483 \text{ кгс / тс}$$

$$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot (0)}{66,483} = 7 \text{ с}$$

$$S_{\Pi} = 120 \frac{7}{3,6} = 233,3 \text{ м}$$

Дійсний шлях гальмування  $S_D$  визначаємо як суму шляхів гальмування в інтервалах зниження швидкості. Чим більше інтервалів, тим точніше буде визначений дійсний шлях гальмування (інтервал приймаємо рівним 10 км/год). Дійсний шлях гальмування визначається за формулою:

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_d = \sum \frac{500(V_n^2 - V_{n+1}^2)}{\xi(b_T + w_{ox} \pm i_c)}, \quad (2.32)$$

де  $V_n - V_{n+1}$  – відповідно початкова й кінцева швидкості руху в кожному розрахунковому інтервалі, км/год;

$w_{ox}$  – опір прямованню поїзда, кГ/тс.

$\xi$  – уповільнення поїзда під дією питомої уповільнюючої сили. ( $\xi=120$  для вантажних і пасажирських поїздів);

Основний питомий опір  $w''_{0x}$  (кГ/тс) вираховується в залежності від швидкості  $V$  (км/год) і маси, яка приходить на одну вісь  $q_0$  (т) за формулою []:

- для вантажних чотиривісних вагонів на роликівих підшипниках і вагонів рефрижераторних поїздів ( $q_0 > 6$ т)

$$w''_{04} = 0,7 + \frac{3 + 0,1V + 0,0025V^2}{q_0}, \quad (2.33)$$

- для вантажних чотиривісних вагонів на роликівих підшипниках та вагонів рефрижераторних поїздів ( $q_0 \leq 6$ т):

$$w''_{04} = 1,0 + 0,044V + 0,00024V^2, \quad (2.34)$$

Для порожнього режиму включення ПР

Коефіцієнт тертя гальмівних колодок, за формулою (2.15)

при  $V=(120+110)/2 = 115$  км/год

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{115 + 150}{2 \cdot 115 + 150} = 0,251$$

$$b_T = 1000 \cdot 0,267 \cdot 0,251 = 67,02 \text{ кгс / тс}$$

$$w''_{04} = 1,0 + 0,044 \cdot 115 + 0,00024 \cdot 115^2 = 9,23 \text{ кгс / тс}$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_d = \sum \frac{500(120^2 - 110^2)}{120(67,02 + 9,23 - 0)} = 125,73 \text{ м}$$

Розрахунки по іншим інтервалам швидкості приведено в додатку А.

Для середнього режиму включення ПР

$$b_T = 1000 \cdot 0,150 \cdot 0,251 = 37,65 \text{ кгс / тс}$$

$$w''_{04} = 0,7 + \frac{3 + 0,1 \cdot 115 + 0,0025 \cdot 115^2}{(22 + 72) / 4} = 2,82 \text{ кгс / тс}$$

$$S_d = \sum \frac{500(120^2 - 110^2)}{120(37,65 + 2,82 - 0)} = 236,9 \text{ м}$$

Розрахунки по іншим інтервалам швидкості приведено в додатку Б.

Повний гальмовий шлях порожнього вагона складає:

$$S_T = 233,33 + 765,99 = 999,32 \text{ м}$$

Повний гальмовий шлях завантаженого вагона складає:

$$S_T = 233,33 + 1413,97 = 1647,3 \text{ м}$$

Заданими додатку А та Б побудуємо графіки залежності  $\varphi_{кр}$ ,  $b_T$ ,  $w_{ок}$  від швидкості прямування, рис.2.3-2.5.

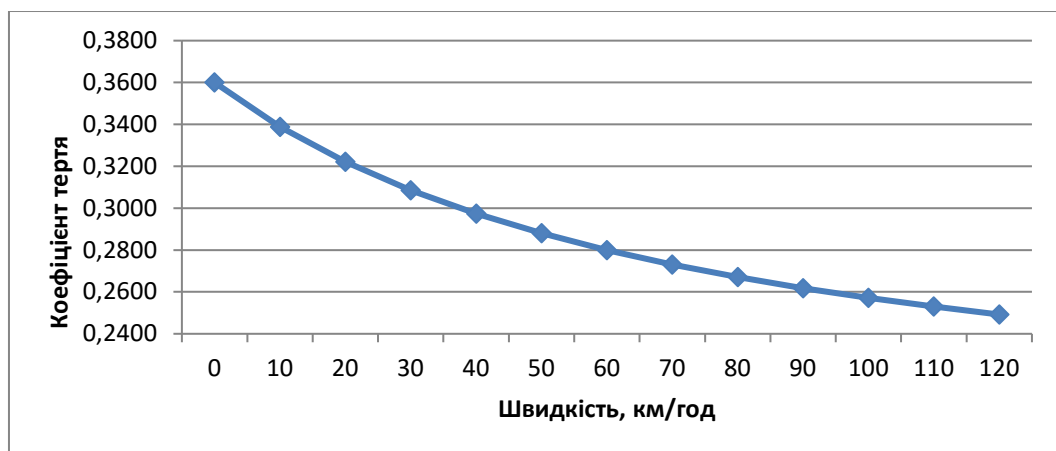


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнта тертя композиційної гальмової колодки від швидкості

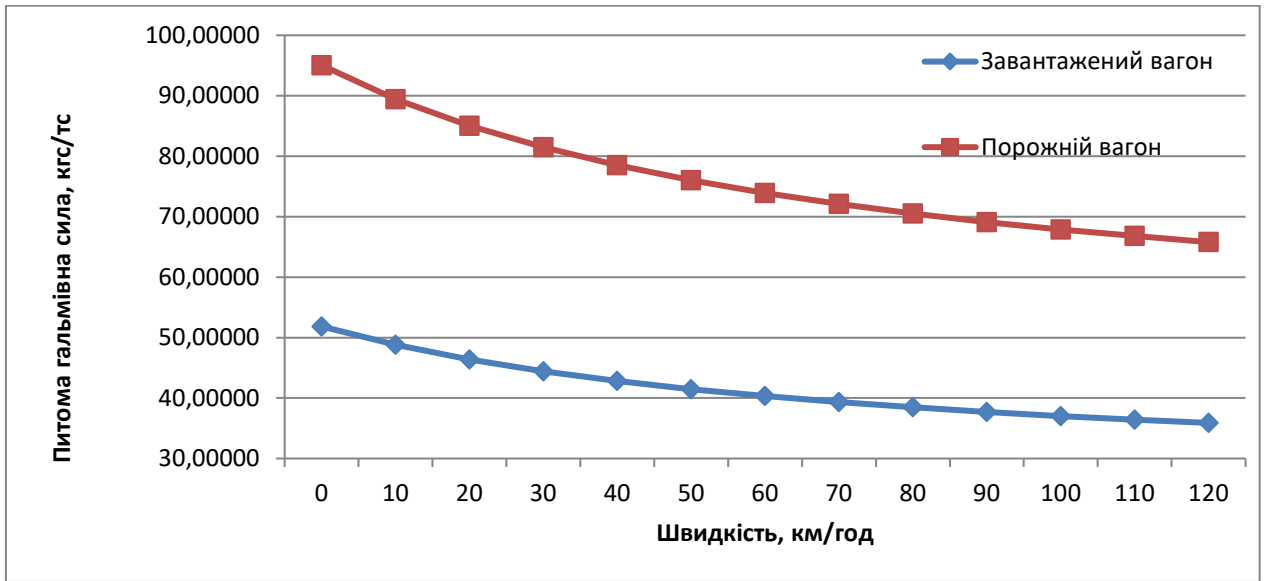


Рисунок 2.4 – Залежність питомої гальмівної сили від швидкості

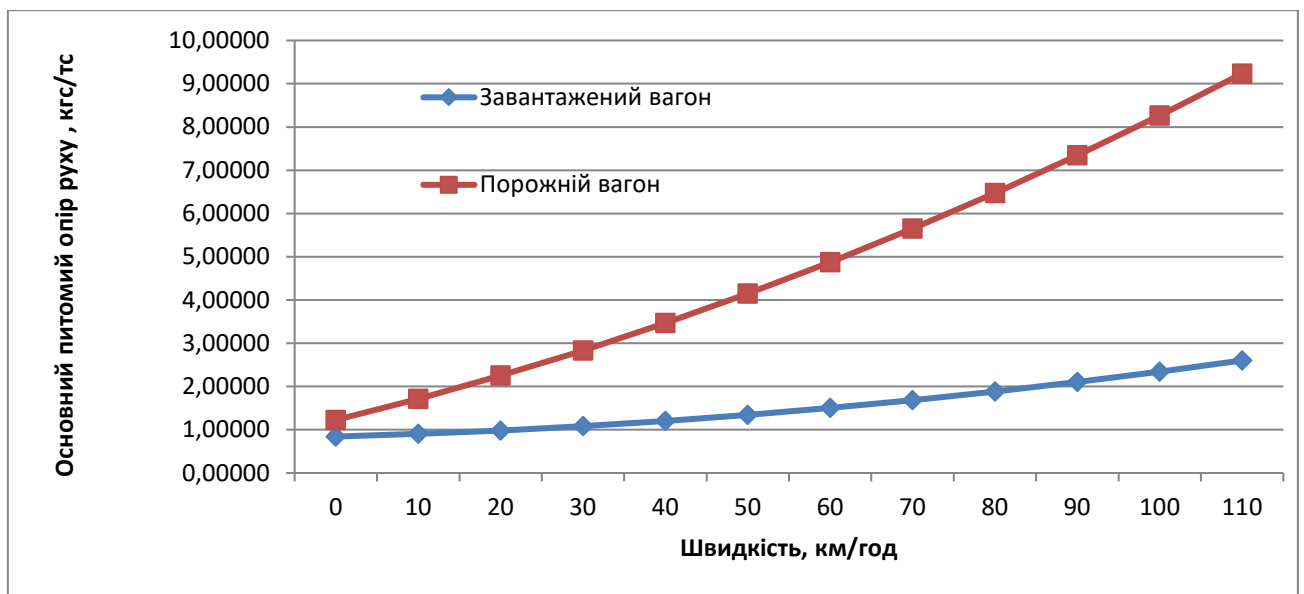


Рисунок 2.5 – Залежність основного питомого опору руху від швидкості

### 2.1.9 Середня експлуатаційна потужність гальма

Середня експлуатаційна потужність на одну колодку визначається за формулою:

$$N = \frac{q_0 V^3}{183,1 S_T m}, \quad (2.35)$$

де  $q_0$  – навантаження на вісь завантаженого вагона, тс;

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

$V$  – максимальна експлуатаційна швидкість, км/год;

$S_T$  – величина гальмівного шляху завантаженого вагона у складі поїзда на площадці при екстреному гальмуванні;

$m$  – кількість гальмівних колодок, що діють на одну колісну пару.

$$N = \frac{\left(\frac{22+72}{4}\right)120^3}{183,1 \cdot 1647,3 \cdot 2} = 67,3 \text{ кВт}$$

Перевіряємо виконання умови  $N \leq [N] = 70 \text{ кВт}$  для композиційних гальмівних колодок:  $67,3 \text{ кВт} < 70 \text{ кВт}$  – умова виконується.

## 2.2 Гальмова система з симетрично розміщеним гальмовим циліндром

### 2.2.1 Об'єм запасного резервуару

Визначимо найменший об'єм запасного резервуару за формулою (2.1) для обраного гальмівного циліндра №188Б із розрахунку забезпечення найбільшого тиску не нижче 0,38 МПа при ході поршня 240 мм.

$$V_{\text{зр}} = 0,078 \frac{\pi D^2}{4} = 0,078 \frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} = 77,6 \text{ л.}$$

Обираємо з переліку запасних резервуарів, котрі випускають промисловістю, найближчий більший типорозмір. Обираємо запасний резервуар Р7-78 об'ємом 78 л.

### 2.2.2 Розрахунок передаточного відношення ГВП

У загальмованому стані ГВП можна розглядати як плоску кінематичну схему у стані рівноваги, рис.2.7.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		44

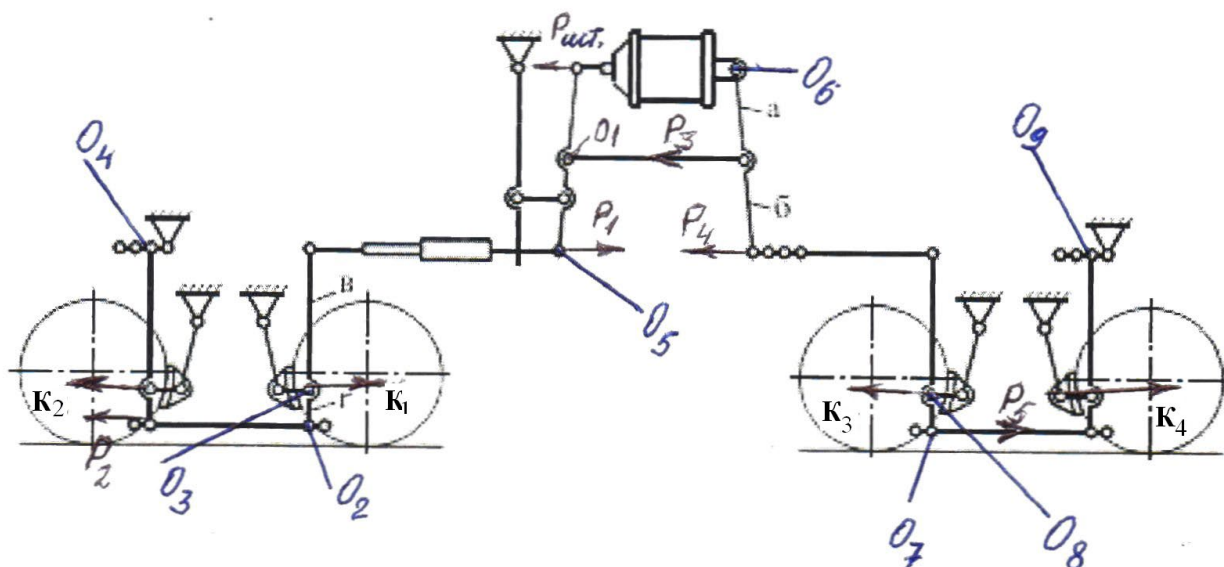


Рисунок 2.7 – Типова схема гальмівної важільної передачі вантажного чотиривісного вагона

Для того щоб знайти зусилля у поздовжній тязі  $P_1$  складемо рівняння моментів відносно точки  $O_1$  (валик затяжки горизонтальних важелів):

$$\sum M_{O_1} = 0.$$

$$P_{шт} \cdot a = P_1 \cdot b \rightarrow P_1 = P_{шт} \frac{a}{b}, \quad (2.36)$$

Знаючи зусилля у поздовжній тязі  $P_1$ , можна визначити зусилля гальмівних колодок  $K_1$ , які притискаються до коліс другої колісної пари, склавши рівняння моментів відносно точки  $O_2$  (валик підосної тяги):

$$\sum M_{O_2} = 0.$$

$$P_1(b+r) = K_1 \cdot r \rightarrow K_1 = \frac{P_1(b+r)}{r} = P_{шт} \frac{a}{b} \frac{(b+r)}{r}, \quad (2.37)$$

Для визначення зусилля  $P_2$  у підосній тязі складемо рівняння моментів відносно точки  $O_3$  (триангель):

$$\sum M_{O_3} = 0.$$

$$P_1 \cdot B = P_2 \cdot \Gamma \rightarrow P_2 = \frac{P_1 \cdot B}{\Gamma} = P_{\text{шт}} \frac{a \cdot B}{\delta \cdot \Gamma}, \quad (2.38)$$

Знаючи зусилля  $P_2$  у підосній тязі, можна знайти зусилля гальмівних колодок  $K_2$ , які притискаються до коліс першої колісної пари, склавши рівняння моментів відносно точки  $O_4$  (валик з'єднання серезки з верхнім плечем вертикального важеля):

$$\sum M_{O_4} = 0.$$

$$P_2 \cdot (B + \Gamma) = K_2 \cdot B \rightarrow K_2 = \frac{P_2 \cdot (B + \Gamma)}{B} = P_{\text{шт}} \frac{a \cdot B \cdot (B + \Gamma)}{\delta \cdot \Gamma \cdot B} = P_{\text{шт}} \frac{a \cdot (B + \Gamma)}{\delta \cdot \Gamma}, \quad (2.39)$$

Для знаходження зусилля  $P_1$  у затяжці горизонтальних важелів, складемо рівняння моментів відносно точки  $O_5$ :

$$\sum M_{O_5} = 0.$$

$$P_{\text{шт}} \cdot (a + \delta) = P_3 \cdot \delta \rightarrow P_3 = P_{\text{шт}} \frac{(a + \delta)}{\delta}, \quad (2.40)$$

Для того щоб знайти зусилля  $P_4$  у поздовжній тязі складемо рівняння моментів відносно точки  $O_6$  (валик кронштейна задньої кришки гальмового циліндра і горизонтального важеля):

$$\sum M_{O_6} = 0.$$

$$P_4 \cdot (a + \delta) = P_3 \cdot a \rightarrow P_4 = \frac{P_3 \cdot a}{a + \delta} = P_{\text{шт}} = \frac{(a + \delta)}{\delta} \frac{a}{(a + \delta)} \rightarrow P_4 = P_{\text{шт}} \frac{a}{\delta}, \quad (2.41)$$

Знаючи зусилля  $P_4$  у поздовжній тязі, можна визначити зусилля гальмівних колодок  $K_3$ , які притискаються до коліс третьої колісної пари, склавши рівняння моментів відносно точки  $O_7$  (валик підосної тяги):

$$\sum M_{O_7} = 0.$$

$$P_4 \cdot (b + \gamma) = K_3 \cdot \gamma \rightarrow K_3 = \frac{P_4 \cdot (b + \gamma)}{b} = P_{шт} \frac{a}{b} \frac{(b + \gamma)}{\gamma}, \quad (2.42)$$

Для визначення зусилля  $P_5$  у підосній тязі складемо рівняння моментів відносно точки  $O_8$ :

$$\sum M_{O_8} = 0.$$

$$P_4 \cdot b = P_5 \cdot \gamma \rightarrow P_5 = \frac{P_4 \cdot b}{\gamma} = P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b}{\gamma}, \quad (2.43)$$

Знаючи зусилля  $P_5$  у підосній тязі, можна знайти зусилля гальмівних колодок  $K_4$ , які притискаються до коліс четвертої колісної пари, склавши рівняння моментів відносно точки  $O_9$  (валик з'єднання сережки з верхнім плечем вертикального важеля).

$$\sum M_{O_9} = 0.$$

$$P_5 \cdot (b + \gamma) = K_4 \cdot b \rightarrow K_4 = \frac{P_5 \cdot (b + \gamma)}{b} = P_{шт} \frac{a}{b} \frac{b}{\gamma} \frac{(b + \gamma)}{b} = P_{шт} \frac{a}{b} \frac{(b + \gamma)}{\gamma}, \quad (2.44)$$

Загальне передаточне число ГВП дорівнює:

$$U = 4 \frac{a}{b} \frac{(b + \gamma)}{\gamma}, \quad (2.45)$$

Підбираємо розміри ГВП для того, щоб досягти передаточного відношення як у вагона з роздільним гальмуванням яке визначено раніше та склало 5.6. Розміри ГВП:  $a$ ,  $b$ ,  $b$ ,  $\gamma$  – розміри важелів:  $a=140$ ,  $b=350$ ,  $b=400$ ,  $\gamma=160$  (вертикальний важіль візка).

$$U = 4 \frac{140}{350} \frac{(400 + 160)}{160} = 5,6$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 2.2.3 Розрахунок основних характеристик гальмівної системи

Розрахунок основних характеристик гальмівної системи проводимо по формулам (2.12-2.35), результати розрахунків зведемо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Основні характеристик гальмівної системи

Параметр	Типова схема	Роздільне гальмування
1	2	3
<b>Розрахунок основних характеристик гальмівної системи</b>		
Зусилля по штоку поршня, кН		
для порожнього режиму включення ПР	9,562	4,866
для середнього режиму включення ПР	26,055	13,296
Дійсна сила натиснення на одну гальмівну колодку, кН:		
для порожнього режиму включення ПР	6,36	6,48
для середнього режиму включення ПР	17,33	17,70
Розрахункова сила натиснення на гальмівну колодку, кН:		
для порожнього режиму включення ПР	7,10	7,22
для середнього режиму включення ПР	17,06	17,36
Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок	0,275/0,269/0,263>	0,28/0,274/0,267> [δp]
мінімальна/номінальна/максимальна тара	[δp] = 0,24	= 0,24
для порожнього режиму включення ПР	0,149/0,149/0,148<	0,152/0,151/0,150>
для середнього режиму включення ПР	[δp] = 0,14	[δp] = 0,14
Питомий тиск на гальмівну колодку, Н/см <sup>2</sup>	$p_{\Delta} = 68,7 \leq [p_{\Delta}] = 90$	$p_{\Delta} = 70,1 \leq [p_{\Delta}] = 90$
<b>Оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні</b>		
Зусилля по штоку поршня, кН:		
для порожнього режиму включення ПР	14,215	7,073
для середнього режиму включення ПР	32,035	16,189

Продовження таблиці 2.2

1	2	3
Дійсна сила натиснення на одну гальмівну колодку, кН: для порожнього режиму включення ПР для середнього режиму включення ПР	9,95 22,42	9,90 22,70
Розрахункова сила натиснення на гальмівну колодку, кН: для порожнього режиму включення ПР для середнього режиму включення ПР	10,63 21,0	10,58 21,21
Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок при мінімальній тарі для порожнього режиму включення ПР для середнього режиму включення ПР	0,413 0,184	0,411 0,186
Перевіряємо виконання умови $\delta_r \varphi_{кр} < [\Psi_K]$ : для порожнього режиму включення ПР та порожнього вагона V=20 км/год V=120 км/год для середнього режиму включення ПР та завантаженого вагона V=20 км/год V=120 км/год	0,133 $\approx$ 0,133 0,103 $>$ 0,102 умова виконується 0,059 $<$ 0,111 0,046 $<$ 0,077 умова виконується	не умова виконується 0,132 $<$ 0,133 0,102 $\approx$ 0,102 умова виконується 0,059 $<$ 0,111 0,046 $<$ 0,077 умова виконується
Повний гальмівний шлях на площадці при V=120 км/год, м: для порожнього вагона для завантаженого вагона	1010,02 1667,58	1007,31 1647,29
Середня експлуатаційна потужність гальма, кВт	$N = 65,5 \leq [N] = 70$	$N = 67,3 \leq [N] = 70$

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

031.160124.ДМР.000 ПЗ

Лист

49

Порівнюючи отримані данні можна стверджувати, що гальмова схема з роздільним гальмуванням підвищує безпеку руху за рахунок скорочення гальмового шляху для завантаженого вагона на 1,22 %, а для порожнього на 0,3 %. У вагона з типовою схемою гальм для порожнього вагона на швидкостях більше 20 км/год при гальмування не виконується вимога без'юзового гальмування.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

## Висновки з розділу

Проведемо порівняння двох гальмових систем: з двома гальмовими циліндрами діаметром 10'' з роздільними гальмовими важільними передачами та з симетричним розміщенням гальмового циліндру діаметром 14'' та типовою гальмовою важільною передачею. Проведемо розрахунки основних характеристик гальмової системи: передаточного відношення важільної передачі, зусилля на штоці поршня, дійсного та розрахункового натиснення на одну гальмову колодку, розрахункового коефіцієнту сили натиснення колодок, проводилась оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні.

Вплив гальмових систем вантажних вагонів на безпеку руху оцінено по довженні гальмового шляху та по виконанню умови без'юзового гальмування.

Отриманий у результаті розрахунку розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок гальмової системи з двома гальмовими циліндрами діаметром 10'' з роздільними гальмовими важільними передачами складає при мінімальній/номінальній/максимальній тарі:

- для порожнього режиму включення ПР

$$\delta p = 0,28/0,274/0,267 > [\delta p] = 0,24, \text{ умова виконується}$$

- для середнього режиму включення ПР

$$\delta p = 0,152/0,151/0,150 > [\delta p] = 0,14, \text{ умова виконується}$$

Отримані значення більше мінімально рекомендованих.

Повний гальмовий шлях  $S_T$ , який складається із підготовчого шляху  $S_{II}$  і дійсного шляху гальмування  $S_D$  визначений при гальмуванні зі швидкості 120 км/год на площадці склав 1647,29 м для завантаженого вагона та 1007,31 м для порожнього вагона. Експлуатаційна потужність на

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

одну гальмову колодку становить 67,3 кВт, що не перевищує допустимого значення 70 кВт.

Отриманий у результаті розрахунку розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок гальмової системи з симетричним розміщенням гальмового циліндру діаметром 14 // та типовою гальмовою важільною передачею складає при мінімальній/номінальній/максимальній тарі:

- для порожнього режиму включення ПР

$$\delta p = 0,275/0,269/0,263 > [\delta p] = 0,24, \text{ умова виконується}$$

- для середнього режиму включення ПР

$$\delta p = 0,149/0,149/0,148 > [\delta p] = 0,14, \text{ умова виконується}$$

Повний гальмовий шлях  $S_T$ , який складається із підготовчого шляху  $S_{II}$  і дійсного шляху гальмування  $S_D$  визначений при гальмуванні зі швидкості 120 км/год на площадці склав 1667,58 м для завантаженого вагона та 1010,02 м для порожнього вагона. Експлуатаційна потужність на одну гальмову колодку становить 67,3 кВт, що не перевищує допустимого значення 70 кВт.

Розраховано на ЕОМ довжину гальмового шляху для порожнього та завантаженого вагона та порівняно їх зі значеннями отриманими для схеми з роздільним гальмуванням. Порівнюючи отримані данні можна стверджувати, що гальмова схема з роздільним гальмуванням дозволяє скоротити гальмовий шлях для завантаженого вагона на 1,22 %, а для порожнього на 0,3 %.

Перевірка на можливість заклинювання колісних пар при гальмування показала, що у вагона з роздільним гальмування заклинювання буде відсутнім, а у вагона з симетричною гальмівною системою відбудеться заклинювання у порожнього вагона при швидкостях більше 20км/год.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Рекомендовано для вагона з типовою важільною передачею зменшити передаточне відношення гальмівною важільної передачі з метою досягнення без'юзового гальмування. Однак це приведе до збільшення довжини гальмівного шляху, що ще зменшить ефективність даної схеми у порівняння зі схемою роздільного гальмування.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

### 3. ГАЛЬМОВА СИСТЕМА З РОЗДІЛЬНИМ ГАЛЬМУВАННЯМ ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ВІЗКІВ. ПЕРЕВІРКА УМОВИ БЕЗ'ЮЗОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ

#### 3.1 Вихідні данні до розрахунку

Оцінку можливості заклинювання колісних пар проведемо для вагона-платформи моделі 13-7138 з осьовим навантаженням 23,5 тс з вантажопід'ємністю 72 т та конструктивною швидкістю 120 км/год, Основні характеристики гальмівної системи та їх розрахунок наведені в розділі 2.

Типова схема гальмівного обладнання має лише один автоматичний регулятор режимів гальмування (далі – авторежим). Авторежим призначений для автоматичного регулювання тиску стиснутого повітря у гальмівному циліндрі пропорційно завантаженню вагона.

Детально розглянемо можливі варіанти роботи гальмівної системи з одним та двома авторежимами при максимально допустимій згідно [31] різниці по навантаженню між візками яка становить 10 т.

При гальмуванні сили інерції та повздовжні зусилля призводять до перерозподілу вертикального навантаження на візки порівняно зі статикою. При гальмуванні задній за напрямком руху V візок (рис.3.1), зневантажуються на певну величину  $Q_3$ , на яку довантажуються передній візок  $Q_d$ , авторежим на схемі позначений літерами AP.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

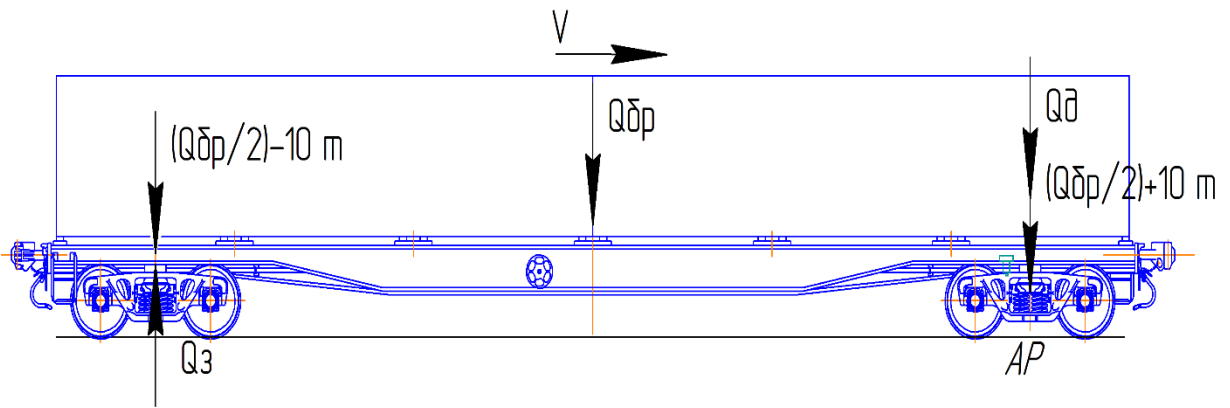


Рисунок 1.1 – Схема розподілу сил на візки (вагон з одним авторежимом)

Згідно з [8] умова безюзового гальмування при зневантаженні заднього за напрямком руху візка буде мати вигляд:

$$\delta_p \varphi_{кр} \leq \alpha [\psi_k], \quad (3.1)$$

де  $\delta_p$  – розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмових колодок;

$\varphi_{кр}$  – розрахунковий коефіцієнт тертя гальмових колодок;

$[\psi_k]$  – граничний розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс з рейками при гальмуванні.

$\alpha$  – коефіцієнт, що враховує навантаження задніх за напрямком руху колісних пар при гальмуванні.

Коефіцієнт  $\alpha$  приймаємо рівним 0,9 (для вантажних вагонів у порожньому та завантаженому станах).

Якщо задній вікон розвантажується 10 %, відповідно передній візок довантажується на 10 %. Умова безюзового гальмування при довантаженні переднього за напрямком руху візка буде мати вигляд:

$$\delta_p \varphi_{кр} \leq 1,1 [\psi_k], \quad (3.2)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

### 3.2 Оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні

Ця перевірка виконується згідно положень розділу 2.

Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмових колодок для одного візка при мінімальній тарі буде складати:

- для всього вагона при порожньому режимі включення ПР (залишається без мін)

$$\delta_p = \frac{8 \cdot 10,58}{9,81 \cdot 21} = 0,411$$

- для одного візка при середньому режимі включення ПР  
перший за напрямком руху візок:

$$\delta_p = \frac{4 \cdot 21,21}{9,81 \left( \frac{21}{2} + \frac{72}{2} + 10 \right)} = 0,153$$

другий за напрямком руху візок:

$$\delta_p = \frac{4 \cdot 21,21}{9,81 \left( \frac{21}{2} + \frac{72}{2} - 10 \right)} = 0,237$$

Визначмо функція осьового навантаження:

- для порожнього вагону (залишається без змін)

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153 \left( \frac{21 \cdot 9,81}{4} - 49 \right) = 0,169$$

- для завантаженого вагона:

перший за напрямком руху візок:

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153 \left( \frac{\left( \frac{21}{2} + \frac{72}{2} + 10 \right) \cdot 9,81}{2} - 49 \right) = 0,135$$

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

другий за напрямком руху візок:

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,000153 \left( \frac{21}{2} + \frac{72}{2} - 10 \right) \cdot 9,81 - 49 = 0,150$$

Перевіряємо виконання умови без'юзового гальмування завантаженого вагона при швидкості 20 км/год для першого та другого за напрямком руху візка, а інші розрахунки представмо в таблиці 3.1

- перший візок за напрямком руху:

$$\delta_P \varphi_{кр} < 1,1[\Psi_K]$$

$$0,153 \cdot 0,322 = 0,0493 < 1,1 \cdot 0,135 \cdot 0,783 = 0,116$$

Умова виконується.

- другий візок за напрямком руху:

$$0,237 \cdot 0,322 = 0,076 < 0,9 \cdot 0,150 \cdot 0,783 = 0,105$$

Умова виконується.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків

Завантаженість вагона та швидкість	Візок за напрямком руху			
	Перший	Виконання умови $\delta_P \varphi_{кр} < 1,1[\Psi_K]$	Другий	Виконання умови $\delta_P \varphi_{кр} < 0,9[\Psi_K]$
1	2	3	4	5
для порожнього режиму включення ПР та порожнього вагона				
V=20 км/год	0,132 < 0,146	виконується	0,132 > 0,120	не виконується
V=120 км/год	0,102 < 0,112	виконується	0,102 > 0,092	не виконується

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Різниця по навантаженню між візками				
-	+10 т	-	-10 т	-
для середнього режиму включення ПР та завантаженого вагона				
V=20 км/год	0,0493 < 0,116	виконується	0,076 < 0,105	виконується
V=120 км/год	0,0381 < 0,080	виконується	0,059 > 0,053	не виконується
Різниця по навантаженню між візками				
-	-10 т	-	+10 т	-
для середнього режиму включення ПР та завантаженого вагона				
V=20 км/год	0,076 < 0,128	виконується	0,049 < 0,094	виконується
V=120 км/год	0,059 < 0,129	виконується	0,038 < 0,065	виконується

Проведений розрахунок враховував розвантаження та довантаження візків під час гальмування та враховував максимальну можливу різницю по завантаженню візків. Розміщення лише одного авторежиму над першим за напрямом руху візком показало, що відбувається заклинювання колісних пар другого за напрямком руху візка у порожнього вагону, за рахунок його розвантаження при гальмуванні. При врахуванні максимально можливої різниці по завантаженню візків у 10 т (враховувалося можливе довантаження як першого так і другого візка) виявлено юз колісної пари другого візка при його розвантаженні на 10 т при гальмуванні зі швидкості 120 км/год.

Таким чином, схема роздільного гальмування потребує встановлення авторежиму над кожним візком.

### 3.2 Перспективна схема розміщення авторежиму на вагоні

Перспективна схема, рис. 3.2 повинна мати два авторежими. Авторежим розміщується над кожним візком вагона.

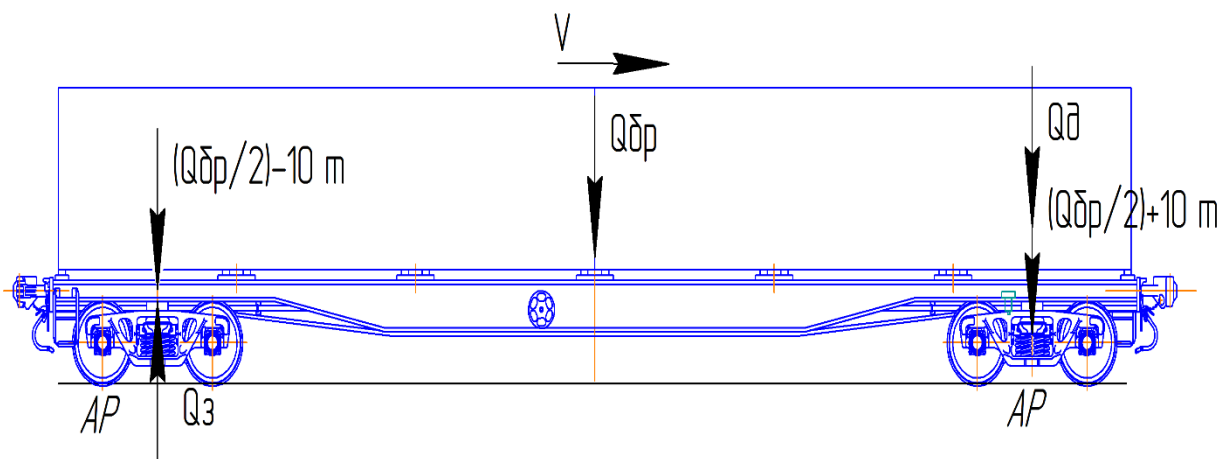


Рисунок 3.2 – Схема розподілу сил на візки (вагон з двома авторежимами)

Авторежим – це пристрій автоматичного регулювання тиску стисненого повітря в гальмівному циліндрі залежно від завантаження вагона. Допустиме відхилення мінімального вихідного тиску від номінального, регламентованого технічною документацією на авторежим, значення має бути не більше  $\pm 0,01$  МПа. Допустиме відхилення максимального вихідного тиску має бути не більше,  $\pm 0,02$  МПа. Час перефіксації авторежимів має бути не більше 120 с. Авторежим при відпуску повинен забезпечувати зниження вихідного тиску від максимального значення до 0,04 МПа за час не більше 15 с. При гальмуванні динамічні коливання кузова та ходових частин вагона, що впливають на керуючу частину авторежиму, не повинні викликати зміну мінімального вихідного тиску більш ніж на  $\pm 0,01$  МПа порівняно з тиском у стаціонарних умовах. За наявності витіку стисненого повітря із силового пневматичного органу через отвір діаметром  $(1,0 \pm 0,1)$  мм, мінімальний

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

вихідний тиск не повинен знижуватися більш ніж на 0,03 МПа протягом 300 с [32].

Для авторежимів з керуючою частиною, що вимірює прогин ресорного комплекту, призначених для установки на вантажні вагони з мінімальним розрахунковим статичним осьовим навантаженням 5,25 тс і максимальним розрахунковим статичним осьовим навантаженням від 20 до 30 тс включно, величину прогину, що відповідає 100% слід приймати рівною 55 мм [32].

Авторежим повинен забезпечувати досягнення максимального вихідного тиску при завантаженні вагона не менше ніж 50% і не більше 90% від максимального значення [32].

Раніше на вагонах встановлювався авторежим моделі 265А-1 який експлуатувався з візками моделі «ЦНИИ-ХЗ-О». Прогин ресорного комплекту візка – 40-45 мм, а максимальний тиск в гальмівному циліндрі встановлюється вже при прогині 23-27 мм (57-67 % від завантаження вагона), рис.3.3.

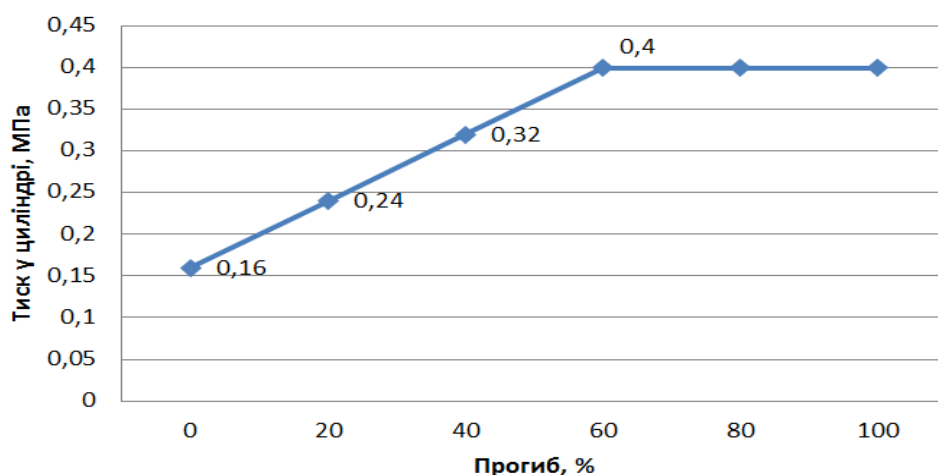


Рисунок 3.3 - Залежність тиску у гальмівному циліндрі від прогину ресорного комплекту

На вагоні-платформі моделі 13-7138 встановлений авторежим №265А-4. Відмінністю даного авторежиму є те, що він адаптований під експлуатацію з вдосконаленими візками-аналогами візка моделі 18-100 які мають прогин ресорного комплекту під навантаженням 50-55 мм. Максимальний тиск в гальмівному циліндрі встановлюється при прогині 30-35 мм (65-70 % від завантаження вагона) [33, 34].

Застосування вдосконаленого авторежиму моделі №265А-4 на вагонах з роздільним гальмуванням та двома авторежимами не є доцільним, оскільки він нездатен реагувати на максимально можливу різницю по завантаженню візків в 10 т. Схема з двома авторежимами потребує впроваджені нових авторежимів які розраховані на підтриманні максимального тиску у гальмовому циліндрі не з 60-70 % від максимального завантаження як є зараз, а з 85 %-90 % від максимального завантаження візка.

Для таких вагонів спроектований авторежим моделі 265А-4М. Цей авторежим спроектований на досягнення максимального тиску в гальмівному циліндрі при прогині ресорного комплекту вагона 46-48 мм при максимальному прогині ресорного комплекту 50-55 мм (87-90 % від завантаження вагона).

На перспективних вагонах з роздільним гальмуванням може бути застосована система управління і регулювання тиску стисненого повітря в гальмівних циліндрах (ділі – СУіР) яка зображена на рис.3.4.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

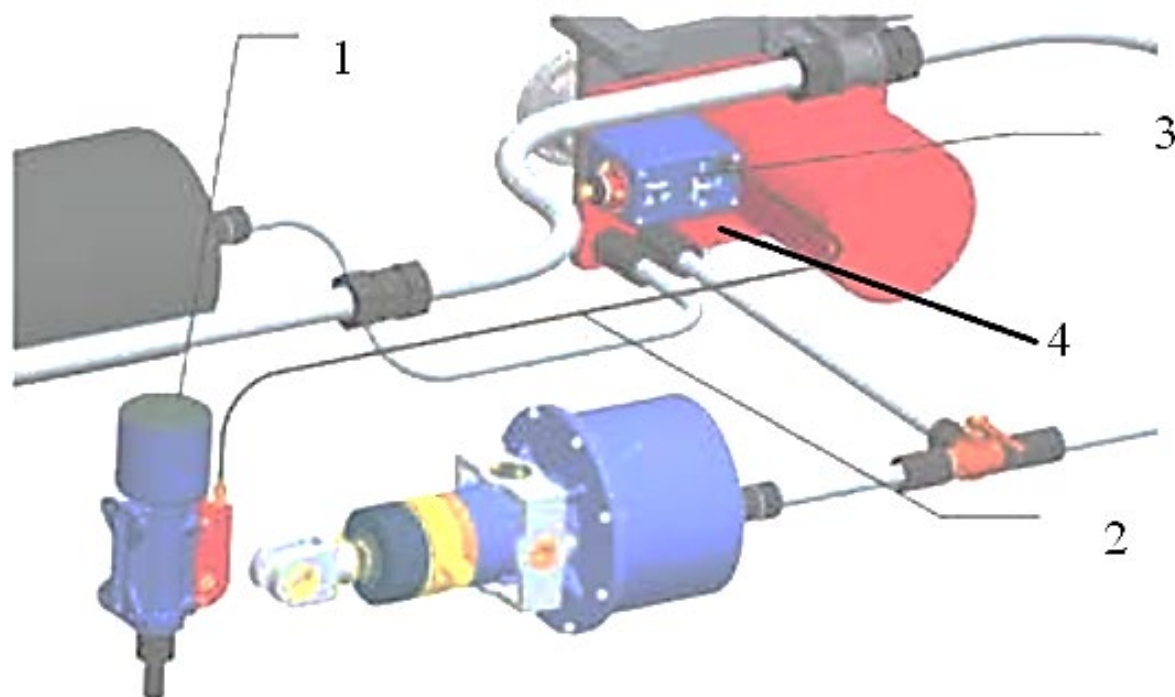


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд системи управління і регулювання тиску стисненого повітря в гальмівних циліндрах (СУіР)

СУіР включає в себе: механічний датчик завантаження вагона ум. № 808 (позиція 1 на рис.3.4), привід регулятора тиску ум. № 809 (позиція 3 на рис.3.4), тросовий привід. Механічний датчик завантаження вагона № 808 встановлюється на рамі вагона і своєю контактної частиною взаємодіє з непідресореною опорною балкою візка. Максимальний тиск в гальмівному циліндрі досягається при завантаженні вагона на 83-87 %. Датчик завантаження переміщає трос приводу регулятора тиску (позиція 2 на рис.3.4) на величину відповідну ступеню прогину ресорного комплексу візка. Привід регулятора тиску 809 встановлюється на камері-кронштейні повітророзподільника 483А-05 (позиція 4 на рис.3.4) і призначений для регулювання тиску стиснутого повітря в гальмівному циліндрі в залежності від завантаження обох візків. Регулювання відбувається шляхом впливу на режимні пружини головної частини

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

повітророзподільника в залежності від команди датчиків завантаження вагона. При цьому величина тиску стисненого повітря в циліндрі може змінюватися в діапазоні 0,11-0,45 МПа. Застосування СУіР в складі гальмівної системи вантажних вагонів, здатне забезпечити необхідну ефективність гальмування при одночасному недопущенні заклинювання колісних пар.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

## Висновок з розділу

У третьому розділі проведена оцінка можливості заклинювання колісних пар вагона-платформи моделі 13-7138 з вантажопід'ємністю 72 т, осьовим навантаженням 23,5 тс та конструктивною швидкістю 120 км/год. Проведено розрахунки гальмівної системи з роздільним гальмуванням обладнаної одним авторежимом з врахуванням перерозподілу вертикального навантаження на візки порівняно зі статикою. При розрахунках приймалося, що завантаження візків відрізняється на максимально допустиме в експлуатації значення – 10 т.

Проводилось декілька розрахунків, в яких почергово довантажувався/розвантажувався на величину 10 тс перший та другий за напрямком руху візок. Розрахунки на імовірність заклинювання колісних пар проведені для швидкостей руху 20 км/год та 120 км/год.

У порожнього вагона при врахуванні розвантаження візків при гальмуванні виявлено «юз» колісних пар другого за напрямком руху візка при швидкостях 20 та 120 км/год.

У завантаженого вагона «юз» можливий при швидкості 120 км/год у другого за напрямком руху візка при його зневантаженні на 10 тс у порівнянні з першим візком.

Таким чином, схема роздільного гальмування потребує встановлення авторежиму над кожним візком.

Аналіз ДСТУ показав, що модельний ряд авторежимів повинен забезпечувати досягнення максимального вихідного тиску при завантаженні вагона не менше ніж 50% і не більше 90% від максимального значення. Застосування типових для наших вагонів авторежимів 265А-1 у схемах роздільного гальмування з двома авторежимами не вирішує проблеми «юзу» оскільки вони спроектовані на досягнення максимального

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

тиску в гальмівному циліндрі при завантаженні 57-67 % від максимального значення. Авторежим №265А-4 який встановлено на досліджуваній платформі 13-7138 спроектовано на досягнення максимального тиску в гальмівному циліндрі при завантаженні 65-70 %, що також не підходить до перспективної схеми з двома авторежимами.

Таким чином, для того щоб авторежим зміг зафіксувати різницю по завантаженню візків 10 т та перерозподіл вертикального навантаження на візки при гальмуванні рекомендовано застосування вдосконаленого авторежиму моделі №265А-4. Досягнення максимального тиску у гальмівному циліндрі з авторежимом №265А-4 досягається при завантаженні вагона 87-90 %.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В роботі досліджено вплив на гальмівну ефективність вантажних вагонів гальм з повізковим гальмуванням. В якості предмету досліджень розглядалися схеми пневматичної та механічної частини гальм вагонів платформ з типовою та повізковою системами гальм. Порівняння ефективності гальмових систем проведемо для 60-футової фітингової платформи моделі 13-7138 з осьовим навантаженням 23,5 тс для перевезення великотоннажних контейнерів побудови Крюківського вагонобудівного заводу. Гальмівна система розглядаємої платформи має роздільне гальмування але обладнана лише одним авторежимом.

Метою виконання дипломної магістерської роботи було визначення доцільності застосування на вантажних вагонах гальмових систем з роздільним гальмуванням.

Аналіз літератури за напрямком досліджень який представлений в першому розділі роботи підтвердив актуальність обраної теми дослідження. В Україні та інших країнах колії 1520 мм вантажні вагони обладнують переважно типовими системами з гальмовими важільними передачами, які впливають одночасно на два візки від одного гальмового циліндру. Недоліками такої системи є нерівномірність сил натискання колодок на колеса, складність регулювання, велика вага, відносно великі втрати на тертя у шарнірних з'єднаннях (ККД). Для вагонів бункерного типу така гальмова схема потребує введення в важільну передачу додаткових тяг і важелів, що знижує ефективність дії гальма.

Для сучасних вантажних вагонів та вагонів вітчизняними вагонобудівними заводами спроектовані та впроваджені системи повізкового гальмування. Особливістю таких систем є наявність декількох гальмових

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

циліндрів, розташованих на рамі вагона або на візках які мають власну незалежну важільну передачу. Системи повізкового гальмування дозволяють підвищити ефективність гальма за рахунок збільшення ККД, забезпечення рівномірного розподілу сил натиснення на кожну вісь вагона, спрощення регулювання. Разом з тим, збільшення кількості гальмівного обладнання збільшує вартість гальмових систем. Крім того у таких гальмових системах привід стоянкового гальма впливає тільки на один з візків.

У другому розділ магістерської роботи проведемо порівняння двох гальмових систем: з двома гальмовими циліндрами діаметром 10<sup>''</sup> з роздільними гальмовими важільними передачами та з симетричним розміщенням гальмового циліндру діаметром 14<sup>''</sup> та типовою гальмовою важільною передачею.

При розрахунку ефективності гальмівних системи визначалися наступні параметри окремо для порожнього та завантаженого вагона:

- передаточне відношення важільної передачі;
- зусилля на штоці поршня;
- дійсне та розрахункове натиснення на гальмову колодку;
- розрахунковий коефіцієнт сили натиснення колодок;
- проводилась оцінка можливості заклинювання колісних пар при гальмуванні;
- визначався гальмівний шлях;
- потужність, що поглинається на гальмівною колодкою.

Розрахований розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок гальмової системи з роздільним гальмуванням при мінімальній/номінальній/максимальній тарі склав:

- для порожнього режиму включення ПР

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		67

$\delta p = 0,28/0,274/0,267 > [\delta p] = 0,24$ , умова виконується.

- для середнього режиму включення ПР

$\delta p = 0,152/0,151/0,150 > [\delta p] = 0,14$ , умова виконується.

Отримані значення більше мінімально рекомендованих.

Повний гальмовий шлях, який складається із підготовчого шляху і дійсного шляху гальмування визначений при гальмуванні зі швидкості 120 км/год на площадці склав 1647,29 м для завантаженого вагона та 1007,31 м для порожнього вагона.

Експлуатаційна потужність що приходить на одну гальмову колодку при гальмуванні на площадці завантаженого вагона обладнаного композиційними гальмівними колодками зі швидкості 120 км/год становить 67,3 кВт, що не перевищує допустимого значення 70 кВт.

Отриманий у результаті розрахунку розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок гальмової системи з симетричним розміщенням гальмового циліндру при мінімальній /номінальній/максимальній тарі склав:

- для порожнього режиму включення ПР

$\delta p = 0,275/0,269/0,263 > [\delta p] = 0,24$ , умова виконується.

- для середнього режиму включення ПР

$\delta p = 0,149/0,149/0,148 > [\delta p] = 0,14$ , умова виконується.

Повний гальмовий шлях склав 1667,58 м для завантаженого вагона та 1010,02 м для порожнього вагона.

Експлуатаційна потужність на одну гальмову колодку – 65,5 кВт, що не перевищує допустимого значення 70 кВт.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Порівнюючи отримані данні можна стверджувати, що гальмова схема з роздільним гальмуванням дозволяє скоротити гальмовий шлях для завантаженого вагона на 1,22 %, а для порожнього на 0,3 %.

Перевірка на можливість заклинювання колісних пар при гальмуванні показала, що у вагона з роздільним гальмування заклинювання буде відсутнім, а у вагона з симетричною гальмівною системою відбудеться заклинювання у порожнього вагона при швидкостях більше 20 км/год. Рекомендовано для вагона з типовою важільною передачею зменшити передаточне відношення гальмівною важільної передачі з метою досягнення без'юзового гальмування. Однак це приведе до збільшення довжини гальмівного шляху, що ще зменшить ефективність даної схеми у порівняння зі схемою роздільного гальмування.

У третьому розділі проведена оцінка можливості заклинювання колісних пар вагона-платформи моделі 13-7138. Проведено розрахунки гальмівної системи з роздільним гальмуванням обладнаної одним авторежимом з врахуванням перерозподілу вертикального навантаження на візки порівняно зі статикою. При розрахунках приймалося, що завантаження візків відрізняється на максимально допустиме в експлуатації значення – 10 т. Результати розрахунків показують, що у порожнього вагона при розвантаженні візків виявлено «юз» колісних пар другого за напрямком руху візка при швидкостях 20 та 120 км/год. У завантаженого вагона «юз» можливий при швидкості 120 км/год у другого за напрямком руху візка при його зневантаженні на 10 тс у порівнянні з першим візком.

Результати розрахунку показують, що система з двома гальмівними циліндрами та одним авторежимом практично не чім не краща за типову

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

схему гальм. Для збільшення її ефективності в пропонується встановлювати два авторежими на вагоні.

Згідно до вимоги ДСТУ ГОСТ 33223:2016 «Тормозные системы железнодорожного подвижного состава. Устройства автоматического регулирования давления в силовом пневматическом органе» модельний ряд авторежимів повинен забезпечувати досягнення максимального вихідного тиску при завантаженні вагона не менше ніж 50% і не більше 90% від максимального значення.

На більшості вантажних вагоні України встановлено авторежим моделі 265А-1. Застосування двох таких авторежимів на одному вагоні недоцільно, оскільки вони спроектовані на досягнення максимального тиску в гальмівному циліндрі при завантаженні 57-67 % від максимального значення, тобто вони не здатні вловити різницю по завантаженню візків у 10 т.

На вагоні-платформі моделі 13-7138 встановлено авторежим моделі №265А-4. Застосування цього авторежиму дозволяє досягти максимального тиску в гальмівному циліндрі при завантаженні 65-70 %, що також не підходить до перспективної схеми з двома авторежимами.

Таким чином, для того щоб авторежим зміг зафіксувати різницю по завантаженню візків 10 т та перерозподіл вертикального навантаження на візки при гальмуванні рекомендовано застосування вдосконаленого авторежиму моделі №265А-4М. Досягнення максимального тиску у гальмівному циліндрі досягається при завантаженні вагона 87-90 %.

Отримані в роботі результати можуть бути використані при побудові або модернізації вантажних вагонів.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

## Список літератури

1. Правила технічної експлуатації залізниць України. Затверджені наказом Міністерства транспорту України №411 від 20.12.1998. . – К. : НВП «Поліграфсервіс», 2002. – 135 с.
2. Крылов, В. И. Автоматические тормоза : иллюстр. пособие / В. И. Крылов, Е. В. Клыков, В. Ф. Ясенцев. - М. : Транспорт, 1973. - 256 с.
3. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов : учеб. пособие для вузов / Под. ред. П.С. Анисимова. - М. : Маршрут, 2005. - 248 с.
4. Афонин, Г. С. Устройство и эксплуатация тормозного оборудования подвижного состава : учебник / Г. С. Афонин, В. Н. Барщенков, Н. В. Кондратьев. - 3-е изд., стер. - М. : Академия, 2012. - 320 с.
5. Класифікація візків [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://helpiks.org/7-84676.html>
6. Старостин С. С., Сипягин Е. С. Новые подходы к проектированию инновационных тормозных систем грузовых вагонов / Транспорт Российской Федерации №3, 2014. С.36-40
7. Бабаєв, А. М. Тормозное оборудование вагонов международного сообщения : Метод. материалы по дисциплине "Гальмові системи вагонів міжнародного сполучення" / А. М. Бабаєв . - Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2002. - 78 с.
8. Бабаєв, А. М. Принцип дії, розрахунок та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць : навч. посібник для вузів / А. М. Бабаєв, Д. В. Дмитрієв. - К. : КУЕТТ, 2007. - 176 с.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

9. Офіційний сайт Knorr-Bremse [Електронний ресурс]  
<https://www.knorr-bremse.ru/ru/railvehicles/products/.brakingsystems/bogie-equipment/be.jsp>

10. Каталог оборудования для рельсового транспорта. Кнорр – Бремзе на пространстве 1520 / Knorr-Bremse Group, 2016 – 73 с.

11. Інструкція по ремонту гальмового обладнання вагонів № ЦВ- ЦЛ - 0013. Затв. Наказ. Укрзалізниці №32-Ц від 6 лютого 1998р. : 3 доп. та змінами затв. вказівками Укрзалізниці / М-во транспорту України, Держадміністрація залізничного транспорту України. - К., 2000. - 100 с.

12. Інструкція по експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України : ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 / М-во транспорту України. Держадміністрація залізничного транспорту України. - К., 1997. - 125 с

13. Безрезьбовые соединения пневмоситей на железнодорожном транспорте [Електронний ресурс]: <http://smartkomplekt.com/armatura-soedinitel-naya-bezrez-bovy-h-trub/>

14. Битюцкий, А. А. Анализ эффективности систем отдельного торможения для грузовых вагонов в России : создание, эксплуатация и ремонт подвижного состава железных дорог / А. А. Битюцкий, Д. Е. Клушанцев // Наука и техника транспорта : Научно-технический и производственный журнал. - 2011. - N 2. - С. 8-15

15. Тормозные системы вагонов с отдельным торможением // Вагонный парк. - 2010. - № 12. - С. 65-68

16. Клушанцев, Д. Е. Унифицировать тормозные системы с отдельным торможением / Д. Е. Клушанцев // Вагоны и вагонное хоз-во (прил. к ж-лу "Локомотив"). - 2009. - № 3. - С. 20-22

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

17. Клушанцев, Д. Е. Внедрение систем отдельного торможения / Д. Е. Клушанцев // Вагоны и вагонное хозяйство (прил. к ж-лу "Локомотив"). - 2008. - № 2. - С. 25-29

18. Клушанцев, Д. Е. Разработка типоразмерного ряда тормозных систем с отдельным торможением для вагонов с осевой нагрузкой 25 тс / Д. Е. Клушанцев // Улучшение технико-экономических характеристик грузовых вагонов : Сб. науч. трудов / Под ред. А.А. Битюцкого. - СПб., 2009. - Вып. 6. - С. 61-68.

19. Расчетные исследования по улучшению тормозной эффективности грузового вагона с отдельным торможением тележек / А. В. Донченко [и др.] // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Д., 2009. - Вип. 29. - С. 33-38

20. Дослідження гальмівної ефективності вагона-хопера із системою роздільного гальмування візків / О. Є. Ніщенко [та ін.] // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Д., 2009. - Вип. 29. - С. 49-53

21. Технические требования на тормозную систему с отдельным торможением тележек и новым тормозным оборудованием для вагоностроительных заводов. – ВНИИЖТ, 2005.

22. Сафронов А.М., Водяников Ю.Я, Макеева Е. Г. Тормозная эффективность грузовых вагонов. Методология расчётных и экспериментальных исследований с использованием математических моделей и компьютерного моделирования: монография - Кременчуг : ГП «УкрНИИВ», 2018. – 173 с.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

23. Иноземцев, В. Г. Автоматические тормоза : учебник для вузов / В. Г. Иноземцев, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев. - М. : Транспорт, 1981. – 464 с.

24. Артамонов Е. И. и др. Тормозные системы, интегрированные в тележку грузовых вагонов //Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2018. – №. 6 (79).

25. Назаров И. В., Артамонов Е. И., Ковязин А. Л. Разработка метода ресурсных испытаний тормозной системы тележки //Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2019. – Т. 16. – №. 2.

26. Гущин П. А., Лысцев Р. А., Подлесников Я. Д. О путях совершенствования тормозной системы грузовых вагонов //Евразийский Союз Ученых. – 2015. – №. 3-4 (12).

27. . ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) :– Київ : ДП«УкрНДНЦ».

28. Конструкція і оцінка ефективності гальм: методичні вказівки до виконання курсової роботи «Автоматичні гальма рухомого складу» / уклад.: С. С. Довганюк, В. Ю. Шапошник; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро, 2018. – 59 с.

29. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава : справочник / В. И. Крылов и др. . - М. : Транспорт, 1989. - 495 с.

30. Гребенюк, П. Т. Тяговые расчеты : справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. - М. : Транспорт, 1987. - 271 с.

31. Додаток 3 «Технические условия размещения и крепления грузов» до СМГС станом на 01.07.2021 Електронний ресурс. Режим

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

доступу:[https://www.uz.gov.ua/cargo\\_transportation/legal\\_documents/smgs/dod3\\_01072019/](https://www.uz.gov.ua/cargo_transportation/legal_documents/smgs/dod3_01072019/)

32. ДСТУ ГОСТ 33223:2016 Тормозные системы железнодорожного подвижного состава. Устройства автоматического регулирования давления в силовом пневматическом органе. Требования безопасности и методы контроля (ГОСТ 33223-2015, IDT) :– Київ : ДП«УкрНДНЦ».

33. Мышьяков Д. С., Криворотов А. А., Рычков Н. П. Анализ конструкции вагона с отдельным потележечным торможением //Молодая наука Сибири. – 2021. – №. 1. – С. 72-76.

34. А.П. Киницкая А.П., М.И. Яланский М.И., Т.В. Шелейко Т.В. Аналитические и экспериментальные исследования характеристик авторежимов 265А-4 и 265А-4М. / Збірник наукових праць ДП «УкрНДІВ. Режим доступу: [https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/79-83\\_compressed.pdf](https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/79-83_compressed.pdf)

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

## РЕЗЮМЕ

### Summary

The influence on the braking efficiency of freight cars of brake system with bogie braking is investigated in the work. Schemes of the pneumatic and mechanical part of the brakes of platform cars with typical and bogie brake systems were considered as a research subject. The comparison of the efficiency of brake systems will be held for a 60-foot fitting platform model 13-7138 with an axial load of 23.5 tons for the transportation of large-capacity containers for the construction of the Krukiv Car-Building Plant. The braking system of the considered platform has separate braking but is equipped with only one auto mode.

The purpose of the master's thesis was to determine the feasibility of using brake systems on freight cars with separate braking.

In Ukraine and other countries, 1520 mm freight cars are equipped mainly with standard systems with truck rigging, which simultaneously affect two carts from one brake cylinder. Bogie braking systems have been designed and implemented for modern freight cars and wagons by domestic car-building plants.

In the second section of the master's thesis will be compared two brake systems: with two brake cylinders with a diameter of 10'' with separate brake leverage and with a symmetrical arrangement of the brake cylinder with a diameter of 14'' and a typical brake leverage. Comparing the obtained data, it can be argued that the braking scheme with separate braking can reduce the braking distance for a loaded car by 1.22 %, and for an empty one by 0.3 %.

In the third section the estimation of possibility of jamming of wheel pairs of the car-platform of model 13-7138 is carried out. Calculations of the

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

braking system with separate braking equipped with one auto mode are carried out taking into account redistribution of vertical loading on carts in comparison with statics. In the calculations it was assumed that the loading of the carts differs by the maximum allowable value in operation - 10 tons. It is recommended to use the advanced auto mode of the model №265A-4M.

Keywords: platform car, braking efficiency, irregular loading, auto mode.

					031.160124.ДМР.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

Розрахунок гальмівного шляху порожнього вагона на ЕОМ

Розрахунок гальмової пугі

Вихідні дані

Швидкість $V_{max}$ , км/год	120	Швидкість $V_{min}$ , км/год	0	Інтервал зміни швидкостей	10
Тип колодок (1-чавунні; 2-композитні)			2		
Величина ухилу- $\epsilon$			0		
Маса складу-О, т			22		
Маса локомотиву Р, т			0		
Кількість осей в складі			0		
Гальмівний коефіцієнт			0,267		11,5
Коефіцієнт Т1 - частка 8-вісних вагонів			0	Осьове навантаження 8-вісних вагонів	22,43
Коефіцієнт Т2 - частка завантажених 4-вісних вагонів ( $\rho_0 > \rho_{тс}$ )			0	Осьове навантаження завантажених 4-вісних вагонів	0
Коефіцієнт Т3 - частка порожніх 4-вісних вагонів ( $\rho_0 \leq \rho_{тс}$ )			1	Осьове навантаження пасажирських вагонів або локомотива	0

1 - вантажні поїзди довжиною до 2000 осей включно і одиночні вантажні локомотиви  
 2 - вантажні поїзди довжиною більше 200 до 300 осей включно  
 3 - вантажні поїзди довжиною більше 200 осей  
 4 - пасажирські поїзди на пневматичних гальмах і одиночних локомотивах  
 5 - пасажирські поїзди на електропневматичних гальмах

Ознака поїзда

V	$\varphi_{кр}$	$b_t$	$t_n$	Слід	$V_{сер}$	$\varphi_{кр}$	$b_t$	$W_0''$	$W_x$	$W_{ox}$	$\Delta S$
120	0,2492	66,53640	7,00000	233,33333	115	0,2511	67,04370	9,23400	8,29375	9,23400	125,73793
110	0,2530	67,55100	7,00000	233,33333	105	0,2550	68,08500	8,26600	7,41375	8,26600	114,69398
100	0,2571	68,64570	7,00000	233,33333	95	0,2594	69,25980	7,34600	6,60375	7,34600	103,42559
90	0,2618	69,90060	7,00000	233,33333	85	0,2644	70,59480	6,47400	5,86375	6,47400	91,98275
80	0,2671	71,31570	7,00000	233,33333	75	0,2700	72,09000	5,65000	5,19375	5,65000	80,46051
70	0,2731	72,91770	7,00000	233,33333	65	0,2764	73,79880	4,87400	4,59375	4,87400	68,90564
60	0,2800	74,76000	7,00000	233,33333	55	0,2838	75,77460	4,14600	4,06375	4,14600	57,39446
50	0,2880	76,89600	7,00000	233,33333	45	0,2925	78,09750	3,46600	3,60375	3,46600	46,01323
40	0,2974	79,40580	7,00000	233,33333	35	0,3027	80,82090	2,83400	3,21375	2,83400	34,89335
30	0,3086	82,39620	7,00000	233,33333	25	0,3150	84,10500	2,25000	2,89375	2,25000	24,14452
20	0,3221	86,00070	7,00000	233,33333	15	0,3300	88,11000	1,71400	2,64375	1,71400	13,92724
10	0,3388	90,45960	7,00000	233,33333	5	0,3488	93,12960	1,22600	2,46375	1,22600	4,41945
0	0,3600	96,12000	7,00000	233,33333							765,99865

Розрахунок гальмівного шляху завантаженого вагона на ЕОМ

Розрахунок гальмової путі

Вихідні дані

Швидкість $V_{max}$ , км/год	120	Швидкість $V_{min}$ , км/год	0	Інтервал зміни швидкостей	10
Тип колес (1-чавунні; 2-композитні)			2		
Величина ухилу- $\epsilon$			0		
Маса складу-О, т			94		
Маса локомотиву Р, т			0		
Кількість осей в складі			0		
Гальмівний коефіцієнт			0,15		
Коефіцієнт Т1 - частка 8-вісних вагонів			0	Осьове навантаження 8-вісних вагонів	11,5
Коефіцієнт Т2 - частка завантажених 4-вісних вагонів ( $q_p > 6тс$ )			1	Осьове навантаження завантажених 4-вісних вагонів	22,43
Коефіцієнт Т3 - частка порожніх 4-вісних вагонів ( $q_p < 6тс$ )			0	Осьове навантаження пасажирських вагонів або локомотива	0

Ознака поїзда	1 - вантажні поїзди довжиною до 2000 осей включно і одиночні вантажні локомотиви	1
	2 - вантажні поїзди довжиною більше 200 до 300 осей включно	
	3 - вантажні поїзди довжиною більше 200 осей	
	4 - пасажирські поїзди на пневматичних гальмах і одиночних локомотивах	
	5 - пасажирські поїзди на електропневматичних гальмах	

V	$\phi_{кр}$	$b_r$	$l_h$	Sпід	Vсер	$\phi_{кр}$	$b_r$	$W_0''$	Wx	Wox	$\Delta S$
120	0,2492	37,38000	7,00000	233,33333	115	0,2511	37,66500	2,82049	8,29375	2,82049	236,89971
110	0,2530	37,95000	7,00000	233,33333	105	0,2550	38,25000	2,53070	7,41375	2,53070	214,73395
100	0,2571	38,56500	7,00000	233,33333	95	0,2594	38,91000	2,26320	6,60375	2,26320	192,43101
90	0,2618	39,27000	7,00000	233,33333	85	0,2644	39,66000	2,01799	5,86375	2,01799	170,08978
80	0,2671	40,06500	7,00000	233,33333	75	0,2700	40,50000	1,79507	5,19375	1,79507	147,88956
70	0,2731	40,96500	7,00000	233,33333	65	0,2764	41,46000	1,59445	4,59375	1,59445	125,91033
60	0,2800	42,00000	7,00000	233,33333	55	0,2838	42,57000	1,41612	4,06375	1,41612	104,28290
50	0,2880	43,20000	7,00000	233,33333	45	0,2925	43,87500	1,26008	3,60375	1,26008	83,15041
40	0,2974	44,61000	7,00000	233,33333	35	0,3027	45,40500	1,12633	3,21375	1,12633	62,73193
30	0,3086	46,29000	7,00000	233,33333	25	0,3150	47,25000	1,01487	2,89375	1,01487	43,19912
20	0,3221	48,31500	7,00000	233,33333	15	0,3300	49,50000	0,92570	2,64375	0,92570	24,80878
10	0,3388	50,82000	7,00000	233,33333	5	0,3488	52,32000	0,85883	2,46375	0,85883	7,84147
0	0,3600	54,00000	7,00000	233,33333							1413,96897