



**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “Вагони”

**ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
З МЕТОДИЧНИМИ ВКАЗІВКАМИ**

з дисципліни

“АВТОМАТИЧНІ ГАЛЬМА ТА БЕЗПЕКА РУХУ”

**для студентів спеціальності “Вагони”
денної форми навчання**



Харків 2012



**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “Вагони”

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

**з методичними вказівками
з дисципліни**

“АВТОМАТИЧНІ ГАЛЬМА ТА БЕЗПЕКА РУХУ”

**для студентів спеціальності “Вагони”
денної форми навчання**



Харків 2012

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Вагони» 14 лютого 2011 року, протокол № 9.

Укладачі:

старш. викл. В.Г. Равлюк,
асист. І.М. Афанасенко

Рецензент

проф. О.Б. Бабанін,
К.С. Нечволода (провідний інженер-технолог
Головного управління вагонного
господарства Укрзалізниці)

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з методичними вказівками
з дисципліни

“АВТОМАТИЧНІ ГАЛЬМА ТА БЕЗПЕКА РУХУ”

для студентів спеціальності “Вагони”
денної форми навчання

Відповідальний за випуск Равлюк В.Г.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 12.05.11 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,0. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Кафедра “Вагони”

**ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
З МЕТОДИЧНИМИ ВКАЗІВКАМИ**

з дисципліни

“АВТОМАТИЧНІ ГАЛЬМА ТА БЕЗПЕКА РУХУ”

для студентів спеціальності

“Вагони” денної форми навчання



Харків 2012

Методичні вказівки розглянуті і рекомендовані до друку на засіданні кафедри «Вагони» 14 лютого 2011 р., протокол № 9.

Укладачі:

ст. викладач В. Г. Равлюк

асис. І.М. Афанасенко

Рецензенти:

проф. О.Б. Бабанін,

провідний інженер-технолог Головного управління вагонного господарства Укрзалізниці К.С. Нечволода

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Загальні рекомендації щодо виконання курсового проекту	5
1.1 Зміст курсового проекту	5
1.2 Вихідні дані	5
2 Методичні вказівки до виконання курсового проекту	6
2.1 Загальні вимоги	6
2.2 Обґрунтування вибору пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового обладнання вагона	7
2.3 Розрахунок гальмової важільної передачі	10
2.3.1 Розрахунок допустимого натиснення гальмових колодок за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування	11
2.3.2 Складання схеми важільної передачі вагона	11
2.3.3 Визначення необхідного передаточного числа важільної передачі для композиційних і чавунних колодок	12
2.3.4 Розрахунок на міцність і вибір поперечних перерізів елементів гальмової важільної передачі ..	17
2.4 Розрахунок гальмівного шляху	34
2.4.1 Розрахунок ваги поїзда і визначення кількості вагонів	34
2.4.2 Випрямлення профілю колії	36
2.4.3 Розрахунок питомого опору поїзда і питомої гальмівної сили та побудування їх графіків	37
2.4.4 Визначення розрахункового гальмівного шляху ...	39
2.4.5 Розрахунок сповільнення поїзда і часу гальмування	43
Список літератури	44
Додаток А (обов'язковий)	46
Додаток Б (обов'язковий)	56
Додаток В (обов'язковий)	62
Додаток Г (обов'язковий)	67
Додаток Д (обов'язковий)	68
Додаток Е (обов'язковий)	69
Додаток Ж (обов'язковий)	70

ВСТУП

Залізничний транспорт України є складовою частиною всієї транспортної системи. Серед інших видів транспорту йому належить головне місце в забезпеченні перевезень пасажирів і вантажів. Перевезення залізничним транспортом виконується цілодобово, незалежно від пори року та кліматичних умов. Для забезпечення своєчасних перевезень рухомий склад, нарівні з іншими технічними засобами, повинен працювати безвідмовно і гарантувати безпеку руху.

Автоматичні гальма є однією з основних складових частин устаткування сучасного рухомого складу, від рівня досконалості конструкції, ефективності, надійності й безвідмовності роботи якої значною мірою залежить безпека руху поїздів, пропускна та перевізна спроможність залізниць.

Метою виконання курсового проекту є закріплення теоретичних знань з дисципліни “Автоматичні гальма та безпека руху поїздів”, які студенти отримали під час вивчення курсу, виконання лабораторних робіт і в процесі обслуговування та ремонту рухомого складу на вагоноремонтних підприємствах залізничного транспорту. Виконання проекту забезпечить студентам можливість глибше вникнути в будову та робочі процеси окремих вузлів гальмівної системи та їх взаємодію, отримати навички у виконанні гальмових розрахунків і виконати оцінку ефективності гальмівної системи сучасних поїздів.

Креслення, специфікація до них і пояснювальна записка виконуються відповідно до вимог діючих стандартів (ЄСКД).

1 ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

1.1 Зміст курсового проекту

У курсовому проекті студент повинен:

1 Обґрунтувати вибір пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового устаткування вагона

2 Розрахувати гальмову важільну передачу:

- розрахувати допустиме натиснення гальмових колодок (композиційних і чавунних) за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування;
- скласти схему важільної передачі вагона;
- визначити необхідне передаточне число важільної передачі для композиційних і чавунних колодок;
- розрахувати на міцність і вибрати поперечні перерізи елементів гальмової важільної передачі.

3 Розрахувати гальмівний шлях:

- розрахувати вагу поїзда і визначити кількість вагонів відповідно до завдання;
- провести випрямлення профілю колії;
- розрахувати питомий опір поїзда і питому гальмівну силу та побудувати їх графіки;
- визначити розрахунковий гальмівний шлях;
- розрахувати сповільнення поїзда і час гальмування.

4 Навести економічну доцільність прийнятих рішень.

1.2 Вихідні дані

Вихідні дані для пунктів 1 – 3 курсового проекту вибираються з додатка А (таблиці А.1 – А.2) відповідно до останньої цифри навчального шифру студента.

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

2.1 Загальні вимоги

До початку виконання курсового проекту необхідно ознайомитися з останніми наказами і вказівками Укрзалізниці відносно використання нового і прогресивного гальмового устаткування. Під час виконання курсового проекту в розрахунках повинні використовуватися тільки діючі нормативні дані щодо автоматичних гальм.

Курсовий проект складається з пояснювальної записки та графічної частини.

Текст пояснювальної записки оформляється чорнилом (пастою) синього або чорного кольору, а також може бути набраний за допомогою ЕОМ в MS Office 2003 (при цьому обов'язково записується на диск CD-R або CD-RW), на аркушах формату А4 (297 x 210 мм) відповідно до діючих нормативів [17].

У записці повинні бути наведені необхідні розрахунки, таблиці, ілюстрації (ескізи, схеми). Таблиці повинні мати номери зліва над таблицею (Таблиця 1.1 —) і назву зверху. Рисунки повинні мати номери під рисунком (Рисунок 1.1 —) і назву. Якщо рисунок має пояснювальні дані, то номер рисунка і його назва повинні розташовуватися нижче пояснювального тексту.

Розрахунки повинні мати відповідні пояснення, а отримані числові значення — розмірності. У тексті необхідно наводити посилання на літературні джерела (..... [1, 5]), із яких використано формули, нормативні дані та інше.

Ескізи та схеми в пояснювальній записці виконуються графічно на її аркушах або міліметровому папері й розташовуються у відповідних місцях. Не допускається вклеювання ілюстрацій, які вирізано з книг, альбомів, інструкцій та яких виконано ксерокопіювання.

Графічна частина курсового проекту складається з трьох аркушів:

Аркуш 1 — Розташування гальмового обладнання на вагоні, що проектується – формат А2х3.

Аркуш 2 — Вузли розташування гальмового обладнання на рухомому складі (індивідуально).

Аркуш 3 — Загальний вигляд вузлів гальмового обладнання рухомого складу (індивідуально).

Варіанти завдань на курсовий проект наведено в додатку А.

2.2 Обґрунтування вибору пневматичної схеми автоматичного гальма та гальмового обладнання вагона

У цьому розділі пояснювальної записки наводиться коротке обґрунтування вибору пневматичної схеми гальма для заданого типу вагона; технічна характеристика основного обладнання, яке входить у схему гальм, і комплектуючі гальмівної системи з сучасним обладнанням. На вагоні гальмове обладнання розміщується за умови рівномірного розподілу навантаження між усіма шийками колісних пар.

До повітряної частини пневматичних автоматичних гальм входять повітророзподільники, запасні резервуари, повітропровід з арматурою та інше.

На рухомому складі залізниць України застосовуються:

- на локомотивах і вагонах пасажирського типу повітророзподільники № 292 та електроповітророзподільники № 305;

- на локомотивах і вагонах вантажного типу повітророзподільники № 483, № 270 та інші. Вони відрізняються особливістю робочих процесів та часом наповнення гальмових циліндрів стисненим повітрям при гальмуванні.

Повітророзподільник виконує найважливіші функції автоматичного гальма і тому є одним з найбільш відповідальних приладів гальмового устаткування вагона. Разом з основними операціями, розглянутими вище, він повинен також виконувати і такі допоміжні операції, як додаткова розрядка гальмової магістралі, створення стрибка початкового тиску в гальмовому циліндрі, зміна вантажних режимів гальмування у вантажних вагонів, зміна часу наповнення гальмових циліндрів стисненим повітрям при екстреному гальмуванні і часі випускання повітря з

гальмових циліндрів при попуску гальм залежно від довжини пасажирських поїздів.

За призначенням повітророзподільники поділяються на вантажні і пасажирські, такі, що відрізняються принципово в основному характеристиками процесів зміни тиску повітря в гальмових циліндрах (таблиця 2.1) при гальмуванні і попуску, а також повітророзподільники спеціального призначення — промислового і вузькоколісного транспорту, для вагонів, що експлуатуються на крутих зтяжних спусках залізничної колії, наприклад у кар'єрах з добування залізної руди, руди кольорових металів та ін.

Таблиця 1 – Характеристики гальмових циліндрів для вагонів

Умовний номер	Діаметр $d_{ГЦ}$		Зусилля попереднього стиснення відпускної пружини P_e , кН	Жорсткість відпускної пружини c_n , кН/мм	Об'єм шкідливого простору V_0 , м ³ (л)
	у міліметрах	у дюймах			
507Б	254	10	1,26	0,0087	0,001 (1)
505Б	305	12	1,54	0,00629	0,0017 (1,7)
188Б, 501Б, 502Б	356	14	1,54	0,00629	0,0022 (2,2)
519 Б	400	16	1,54	0,00629	0,0025 (2,5)
Примітка – У гальмових циліндрах № 502Б, 505Б, 507Б з'єднання штока з поршнем шарнірне; в інших – жорстке					

Вибір типу повітророзподільника для гальмівної системи вагона, який проектується, слід проводити з урахуванням технічних вимог, що висуваються до цих приладів.

Мінімальний об'єм запасного резервуара $V_{зр}$, м³, визначається за формулою та приймається відповідно до таблиці 2.2:

$$V_{зр} = 0,78 \cdot F_n, \quad (2.1)$$

де F_n – площа поршня гальмового циліндра, м².

Таблиця 2.2 – Характеристики запасних резервуарів

Тип резервуара	Розрахунковий тиск, МПа	Об'єм		Розміри, мм	
		м ³	л	довжина	зовнішній діаметр
P7-8	0,7	0,008	8	210	250
P7-12		0,012	12	300	
P7-24		0,024	24	550	
P7-38		0,038	38	605	300
P7-55		0,055	55	860	
P7-78		0,078	78	1210	
P7-100		0,1	100	1510	
P7-110		0,11	110	1653	
P7-135		0,135	135	1180	400
P10-9		1,0	0,0096	9,5	234
P10-20	0,02		20	475	
P10-55	0,055		55	800	303
P10-100	0,1		100	1050	358
P10-170	0,17		170	1362	416
P10-300	0,3		300	1172	610

Запас стисненого повітря в запасному резервуарі, який створюється під час заряджання гальм, повинен забезпечити в гальмовому циліндрі тиск не нижче 0,38 МПа під час повного службового або екстреного гальмування і виходу штока 180 мм.

На підставі схеми роботи автоматичного гальма (рисунок 2.1) і закону Бойля – Маріотта тиск у гальмовому циліндрі визначається з залежності

$$p_{зр(абс)} \cdot V_{зр} + p_{атм} \cdot V_0 = p_{зц(абс)} \cdot \left(V_{зр} + V_0 + \frac{\pi d^2}{4} \cdot f \right), \quad (2.2)$$

де $p_{зр(абс)}$ - зарядний тиск абсолютний у запасному резервуарі, МПа;

$V_{зр}$ - об'єм запасного резервуара, м³;

$p_{атм}$ - атмосферний тиск повітря в гальмовому циліндрі до гальмування, 0,1 МПа;

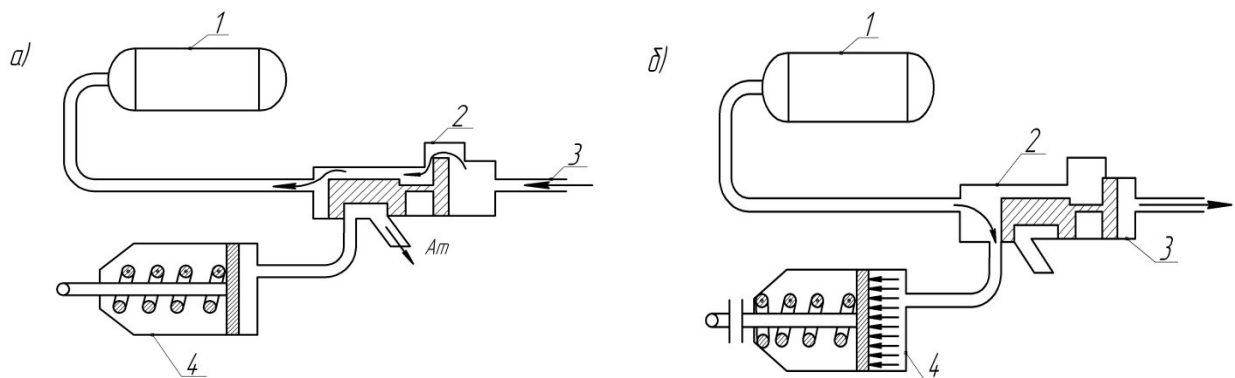
V_0 - об'єм шкідливого простору в гальмовому циліндрі до гальмування, м³;

$p_{зц(абс)}$ - абсолютний тиск повітря в гальмовому циліндрі під

час гальмування, МПа;
 d - внутрішній діаметр гальмового циліндра, м;
 f - вихід штока гальмового циліндра під час гальмування, м.

Надлишковий тиск повітря в гальмовому циліндрі, який вимірюється манометром, дорівнює

$$p_{гц} = p_{гц(абс)} - p_{атм}. \quad (2.3)$$



а) під час заряджання і попуску гальма; б) під час гальмування:
 1 - запасний резервуар; 2 - повітродозподільник; 3 - магістраль; 4 - гальмовий циліндр

Рисунок 2.1 – Схема роботи автоматичного гальма

2.3 Розрахунок гальмової важільної передачі

Колодкове гальмо може застосовуватися з одностороннім натисненням колодок на колеса або двостороннім. Кожне з них має позитивні якості й недоліки.

Гальмо з одностороннім натисненням колодок доцільно застосовувати при швидкостях руху до 33,33 м/с (120 км/год), а з двостороннім — при більшій швидкості (до 44,44 м/с 160 км/год) [1]. При швидкостях руху більше 44,44 м/с (160 км/год) колодкове гальмо застосовується сумісно з дисковим або барабанним гальмом.

2.3.1 Розрахунок допустимого натиснення гальмових

колодок за умови недопущення заклинювання колісних пар під час гальмування

Для створення ефективної гальмівної системи необхідно, щоб сила натиснення гальмових колодок на колеса забезпечувала реалізацію максимальної сили зчеплення коліс з рейками. При цьому не повинно відбуватися заклинювання коліс гальмовими колодками під час гальмування, тобто не повинен виникати “юз”.

Залежно від маси вагона (брутто) визначається допустиме натиснення гальмових колодок (композиційних і чавунних окремо) за формулою

$$\sum K = Q_{\text{бр}} \cdot \delta_n, \quad (2.4)$$

де $\sum K$ - сумарне натиснення всіх гальмових колодок вагона, кН;

$Q_{\text{бр}}$ - вага брутто вагона, кН;

δ_n - нормативне значення коефіцієнта сили гальмового натиснення (таблиця 2.3);

Таблиця 2.3 – Коефіцієнти дійсних сил натиснення гальмових колодок

Тип рухомого складу	Значення δ_n при гальмівних колодках	
	композиційних	чавунних
Вантажні вагони з повним завантаженням	0,21...0,22	0,38...0,42
Вантажні вагони в порожньому стані	0,28...0,30	0,55...0,65
Пасажи́рські вагони без протиюзного пристрою	0,28...0,30	0,65...0,75
Пасажи́рські вагони з протиюзними пристроями	0,32...0,34	-
Пасажи́рські вагони зі швидкісним регулятором ($V > 60$ км/год)	-	1,2...1,5

2.3.2 Складання схеми важільної передачі вагона

У цьому пункті необхідно накреслити та описати схему гальмової важільної передачі в масштабі 1 : 5 відповідно до завдання. Нанести на схему сили, вектори яких прикладено в

шарнірних вузлах. Буквами позначити розміри плечей важелів.

Схеми гальмових важільних передач типових вагонів наведено в додатку Б, а їх характеристики – у таблиці Б.1.

2.3.3 Визначення необхідного передаточного числа важільної передачі для композиційних і чавунних колодок

Передаточне число гальмової важільної передачі показує, у скільки разів збільшується сила, яка передається від штока гальмового циліндра до всіх колодок, що приєднані до нього.

Діаметр гальмового циліндра вагона визначають із залежності [1]

$$P_{ум} = P_{ц} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \eta_{ц} - (P_{\epsilon} + f \cdot c_n - P_p), \quad (2.5)$$

де d - внутрішній діаметр циліндра (таблиця 2.1), мм;

$P_{ум}$ - зусилля, яке виникає на штоку поршня гальмового циліндра під час гальмування, кН;

$P_{ц}$ - тиск повітря в гальмовому циліндрі, МПа;

P_{ϵ} - зусилля попереднього стиснення відпускної пружини гальмового циліндра (таблиця 2.1), кН;

f - максимально допустимий хід поршня гальмового циліндра, м;

c_n - жорсткість відпускної пружини, кН/мм (таблиця 2.1);

$\eta_{ц}$ - коефіцієнт корисної дії гальмового циліндра, $\eta_{ц}=0,98$;

P_p - зусилля пружини автоматичного регулятора важільної передачі, яке приведене до штока гальмового циліндра, кН.

При визначенні діаметра гальмового циліндра максимально допустимий хід поршня f пропонується приймати таким:

- для вантажних вагонів на порожньому режимі - 150 мм;
- на навантаженому режимі - 180 мм;
- для пасажирських вагонів - 160 мм.

Тиск повітря в гальмовому циліндрі приймається як середнє

значення із максимально можливих. Наприклад для повітророзподільника вантажного типу № 483:

- на навантаженому режимі $P_u = 0,4$ МПа (при чавунних колодках);

- на середньому режимі $P_u = 0,28$ МПа (приймається при композиційних колодках);

- на порожньому режимі $P_u = 0,16$ МПа.

На вантажних вагонах, обладнаних композиційними колодками, при завантаженні на вісь до 60 кН включно необхідно застосовувати порожній режим, а при завантаженні більше 60 кН на вісь – середній режим.

Вмикання повітророзподільників на відповідний режим роботи необхідно виконувати відповідно до вимог інструкції [8].

Тиск повітря в гальмових циліндрах пасажирських вагонів приймати 0,38 МПа; для пасажирських вагонів міжнародного сполучення зі швидкісними регуляторами натиснень колодок на швидкісному режимі - 0,36 МПа; на пасажирському - 0,17 МПа.

Приведена сила від дії пружини авторегулятора важільної передачі визначається залежно від типу привода авторегулятора. Для вантажних вагонів з важільним приводом авторегулятора

$$P_P = (P_{PP} + c \cdot l_{II}) \cdot \left(\frac{b}{a} - \frac{z}{a} \cdot \frac{\delta + e}{\delta} \right), \quad (6)$$

де P_{PP} - зусилля попереднього стиснення пружини авторегулятора, Н, ($P_{PP}=1,69$ кН) [1];

c - жорсткість пружини авторегулятора, кН/мм ($c=0,0231$ кН/мм);

l_{II} - величина стиснення пружини авторегулятора при гальмуванні, мм;

a, b, z - розміри плечей горизонтального важеля важільної передачі (таблиця Б.4), мм;

e, δ - розміри плечей важеля привода авторегулятора (рисунок 2.2, таблиця 2.4), мм.

Таблиця 2.4 – Розміри важелів привода авторегулятора важільної передачі

Тип вагона	Розміри плечей важеля, мм		
	z	d	e
Чотиривісні піввагони і вагони для перевезення цементу	140/195	340/340	160/160
Чотиривісні платформи, криті та цистерни	140/205	400/400	260/260
Восьмивісні піввагони	60/120	340/340	160/160
Восьмивісні цистерни	13/205	50/50	25/25

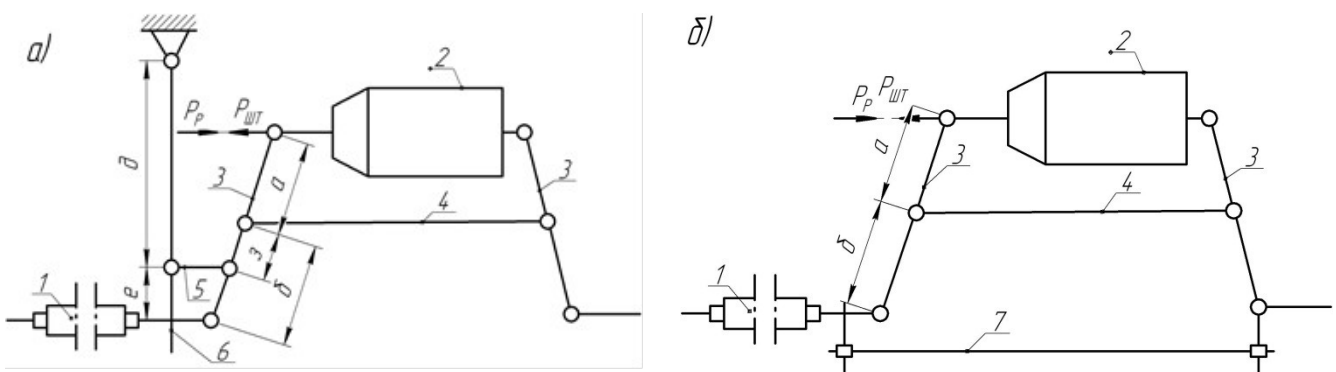
Примітки:

1 Величина стиснення пружини авторегулятора під час гальмування для всіх типів вагонів при композиційних гальмівних колодках приймається - 15 мм; при чавунних колодках - 30 мм, для восьмивісних піввагонів і суцільнометалевих пасажирських вагонів - 40 мм.

2 У чисельнику для чавунних колодок, а в знаменнику для композиційних колодок

Для пасажирських вагонів зі стержневим приводом авторегулятора приведені зусилля пружини дорівнює

$$P_p = (P_{пп} + c \cdot l_n) \cdot \frac{a}{b}. \quad (2.7)$$



а) важільний; б) стержневий:

1 - авторегулятор; 2 - гальмовий циліндр; 3 - горизонтальні важелі; 4 - затяжка горизонтальних важелів; 5 - розпірка важелів привода; 6 - важіль привода; 7 - стержень привода

Рисунок 2.2 – Схеми приводів автоматичних регуляторів важільних передач

При виведенні формули передаточного числа приймають розрахункову схему важільної передачі, яка знаходиться в стані рівноваги, а важелі під час гальмування розташовані перпендикулярно до тяг і розпірок.

Починаючи від штока гальмового циліндра розглядаються послідовно важелі в стані рівноваги, до яких прикладено сили. На підставі рівнянь статички сума моментів сил для будь-якого важеля дорівнює нулю $\sum M_{(l)}=0$ відносно прийнятої нерухомої точки (шарніра). Із умов рівноваги моментів визначають невідому силу.

Наприклад, для чотиривісного вагона (рисунок Б.2) для важеля з'єднаного зі штоком

$$\sum M_{(l)}=0; \quad P_{шт} \cdot a - P_T \cdot b = 0; \quad P_T = P_{шт} \cdot \frac{a}{b}.$$

Для вертикального важеля спочатку розглядаємо умови рівноваги відносно нижнього шарніру

$$\sum M_{(3)} = 0; \quad -P_T \cdot (b + z) + P_1 \cdot z = 0; \quad P_1 = P_{шт} \cdot \frac{b + z}{z};$$

або

$$P_1 = P_{шт} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z},$$

де P_m - зусилля, яка передається від поздовжньої тяги на вертикальні важелі, кН;

P_1 - зусилля, яке передається на триангель горизонтально, кН.

Сила натиснення на дві колодки дорівнює

$$2K = P_1 \cdot \cos \alpha = P_{шт} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z} \cdot \cos \alpha, \quad (2.8)$$

де α - кут між горизонтальною віссю, що проходить через центр колеса і середину гальмової колодки ($\alpha \approx 10^\circ$ для вагонів).

Подібні рівняння можна скласти для кожної пари гальмових колодок, розглядаючи послідовно рівновагу важелів відносно

нерухомих точок (шарнірів), які розташовані між штоком і відповідною парою колодок. Оскільки для недопущення юза натиснення колодок на кожну колісну пару повинні бути однаковими, то натиснення на всі гальмівні колодки вагона буде

$$\sum K = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha . \quad (2.9)$$

У той же час

$$\sum K = P_{ум} \cdot n \cdot \eta_{ен}, \quad (2.10)$$

де $\eta_{ен}$ - коефіцієнт корисної дії важільної передачі.

Коефіцієнт корисної дії $\eta_{ен}$ пропонується приймати:

- для чотиривісних вантажних вагонів з одностороннім натисненням гальмових колодок і симетричною важільною передачею – 0,95;

- для пасажирських вагонів – 0,9;

- для восьмивісних вагонів і хоперів з несиметричною важільною передачею – 0,8.

Тому

$$P_{ум} \cdot n \cdot \eta_{ен} = \frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha . \quad (2.11)$$

Із рівняння (2.11) можемо записати передаточне число для важільної передачі без урахування втрат сили на тертя в шарнірних вузлах:

$$n = \frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha . \quad (2.12)$$

Для пасажирського (рисунок Б.4) вагона передаточне число визначається як

$$n = \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{z} \cdot m_K \cdot \cos \alpha , \quad (2.13)$$

де a , $b + c$ - величини в чисельнику, які дорівнюють розмірам ведучих плечей важелів, розташованих між штоком і першою парою гальмових колодок, найближчою до нього, мм;

b , c - розміри ведених плечей тих самих важелів, мм;

m_K - кількість пар гальмових колодок, їх секцій або накладок, які притискуються до коліс від одного гальмового циліндра.

2.3.4 Розрахунок на міцність і вибір поперечних перерізів елементів гальмової важільної передачі

Розрахунок на міцність передбачає визначення геометричних розмірів перетинів елементів гальмової важільної передачі виходячи з умови, що виникаючі напруження (розтягнення, стискання, згин, змінання й зріз) у цих перетинах під навантаженням не повинні перевищувати допустимі для марок сталі, з яких виготовляють елементи передачі. Для деталей гальма, розрахованих відповідно до норм для розрахунку й проектування [14] на найбільш не вигідне, але можливе в експлуатації співпадіння розрахункових сил, допустимі напруження рекомендується вибирати з таблиці 2.5.

Елементи гальмової важільної передачі кузова, які необхідно розрахувати на міцність, наведено в додатку В для вантажних вагонів (таблиця В.1) і для пасажирських суцільнометалевих вагонів (таблиця В.2).

Елементи гальмової важільної передачі вантажних двовісних візків наведено в таблиці В.3, а пасажирських візків – у таблиці В.4.

Розрахунок елементів важільної передачі доцільно починати з побудови епюру діючих на них сил і згинальних моментів. При цьому розрахункова схема для важелів має вигляд статично визначеної балки на двох опорах, розташованих по центрах отворів вушка, що випробовують згин при зосередженому навантаженні по осі центрального отвору. Схему сил, діючих на горизонтальний важіль, з'єднаний зі штоком поршня гальмового циліндра, і епюру моментів показано на рисунку 2.3.

Таблиця 2.5 - Допустимі напруження при максимальному зусиллі на штоці поршня гальмового циліндра, МПа

Марка матеріалу	Розтягнення $[\sigma_p]$, стискання $[\sigma_{ст}]$, згин $[\sigma_3]$	Зріз $[\tau_3]$	Зминання $[\sigma_{зм}]$
Сталевий прокат 09Г2Д, 09Г2СД, 10ХНДП, 15ХСНД	170	100	180
10М2БД, 10ХСНД	175	110	190
Ст. 3, сталь 20, сталь 16Д	145	85	150
Ст. 5, сталь 30	160	95	170
Сталеві виливки 20ГЛ, 20ГЛ-6	135		150
20ФЛ	140		155
20ГФЛ(20Г1ФЛ)	150		160
Матеріал шва при дуговому зварюванні електродами Э42	130	80	
Э42А	140	90	
Э50А	170	100	
Заклепки Ст. 3 ГОСТ 10304- 80	—	120	250
Болти Ст. 3 ГОСТ 1759-70 чисті	140	120	260
чорні	140	-	230

Ширина h важеля визначається з умови

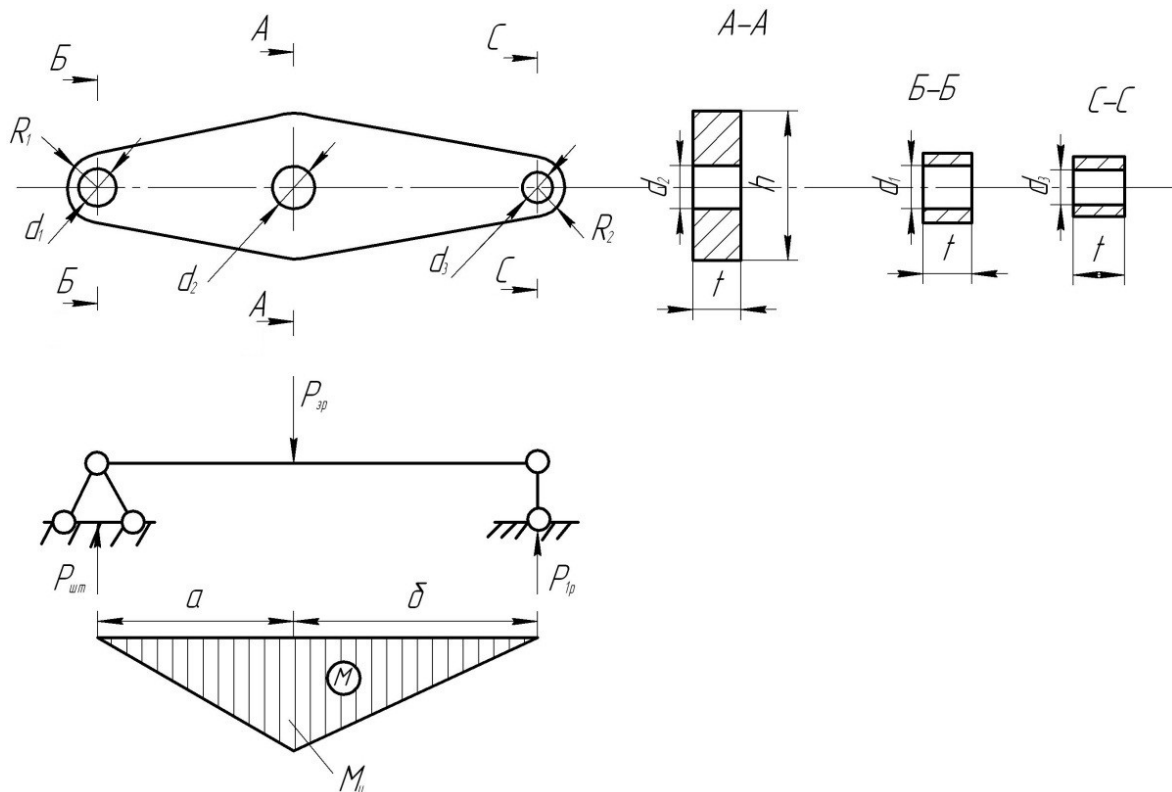
$$[\sigma_3] \geq \frac{M_3}{W}, \quad (2.14)$$

де $[\sigma_3]$ - допустиме напруження, що виникає у важелі при згині, МПа;

M_3 - згинальний момент у небезпечному перерізі важеля, Нм;

W - момент опору в перетині А-А, м³.

$$M_3 = P_{ум} \cdot a = P_{1p} \cdot b.$$



a , b - плечі важеля; h - максимальна ширина; t - товщина; d_1 , d_2 , d_3 - діаметри отворів; R_1 , R_2 - радіуси торців; $P_{ум}$ - зусилля штока циліндра; P_{1p} - реакція тяги гальмової передачі вагона; P_{zp} - реакція затяжки горизонтальних важелів

Рисунок 2.3 – Розрахункова схема горизонтального важеля і його перетину

Для важеля, що складається з двох пластин, згинальний момент необхідно зменшити у два рази.

Тоді

$$M_3 = 0,5 \cdot P_{ум} \cdot a = 0,5 \cdot P_{1p} \cdot b. \quad (2.15)$$

Для перерізу А-А

$$W = \frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h},$$

у свою чергу момент опору можна визначити з виразу (2.14)

$$W = \frac{M_3}{[\sigma_3]}.$$

Тому

$$\frac{t(h^3 - d_2^3)}{6h} = \frac{M_3}{[\sigma_3]}.$$

Після відповідних перетворень одержуємо алгебраїчне кубічне рівняння вигляду

$$h^3 = \frac{6M_3}{t[\sigma_3]}h + d_2^3. \quad (2.16)$$

За правилом Тартальї корінь цього рівняння подається виразом

$$h = \sqrt[3]{U} + \sqrt[3]{V}, \quad (2.17)$$

де U і V - розв'язок системи

$$U + V = d_2^3; UV = \left(\frac{6M_3}{3t[\sigma_3]}\right)^3 = \left(\frac{2M_3}{t[\sigma_3]}\right)^3. \quad (2.18)$$

Примітка. Рівняння (2.16) можна записати у вигляді $h^3 + ph + q = 0$, де $p = -\frac{6M_3}{t[\sigma_3]}$, $q = -d_2^3$.

При розв'язанні рівнянь (2.18) можливий випадок, коли дискримінант кубічного рівняння буде від'ємною величиною $\Delta = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27} < 0$

. У цьому випадку h знаходиться як $h_1 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi}{3}\right)$, $h_2 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi+2\pi}{3}\right)$,

$h_3 = 2\sqrt[3]{r}\left(\cos\frac{\varphi+4\pi}{3}\right)$, де $r = \sqrt{\left|-\frac{p^3}{27}\right|}$, $\varphi = \arccos\left(-\frac{q}{2r}\right)$.

Задавшись стандартною товщиною t листа з сортаменту сталевого прокату та діаметром d_2 отвору (див. таблицю В.1) з виразів (2.14) і (2.17) можна визначити ширину h .

При остаточному виборі h можна керуватися даними таблиць В.1 – В.2, у яких наведено розміри перетинів важелів, що застосовуються у гальмових передачах пасажирських і вантажних вагонів.

Вушко важеля розраховуються на зминання, зріз, а також на згинання і розтягнення. Напруження зминання й зрізу визначаються за формулами

$$\sigma_{зм} = \frac{4P}{\pi t d_1} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.19)$$

$$\tau_{зр} = \frac{P}{2th_1} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.20)$$

де P - зусилля, що діє на вушко, Н;

t - товщина вушка, м;

d_1 - діаметр отвору вушка, м;

h_1 - висота перетину вушка по лінії зрізу, м,

$$h_1 = R - \frac{d_1}{2},$$

де R - радіус зовнішнього обрису вушка, м.

При розрахунку вушка напруження згину та розтягнення визначаються як для криволінійного бруса з зосередженим навантаженням. Залежно від кривизни цього бруса розподіл напружень по перетину приймаються за лінійним або гіперболічним законом (при відношенні середнього радіуса до висоти перетину вушка більше 5 рекомендується використовувати лінійний закон).

Для прямого вушка (рисунок 2.4) важеля максимальні розтягувальні напруження у перетині по отвору визначаються за формулою

$$\sigma_{\max_1} = k_{\sigma_1} \frac{P}{(2R - d_1) \cdot t}, \quad (2.21)$$

а максимальні напруження на зовнішньому контурі вушка в перетині, розташованому по лінії дії зосередженої сили P , визначають за формулою

$$\sigma_{\max_2} = k_{\sigma_2} \frac{2P}{\pi d_1 t}, \quad (2.22)$$

де k_{σ_1} , k_{σ_2} - коефіцієнти, що знаходяться залежно від відношення

$\frac{d_1}{2R}$ за графіком, наведеним на рисунку 2.5.

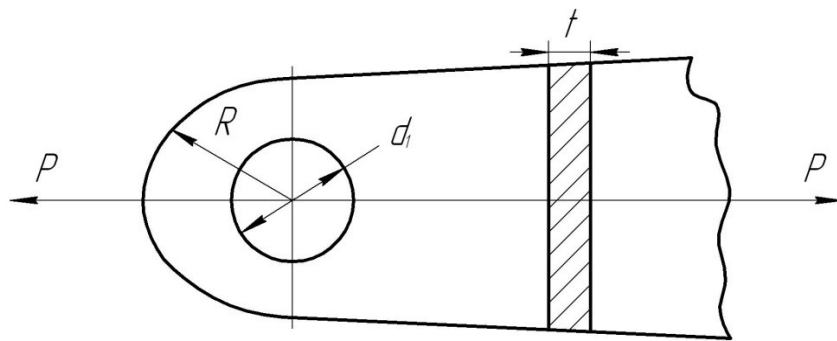


Рисунок 2.4 – Параметри прямого вушка елементів гальмової важільної передачі гальма

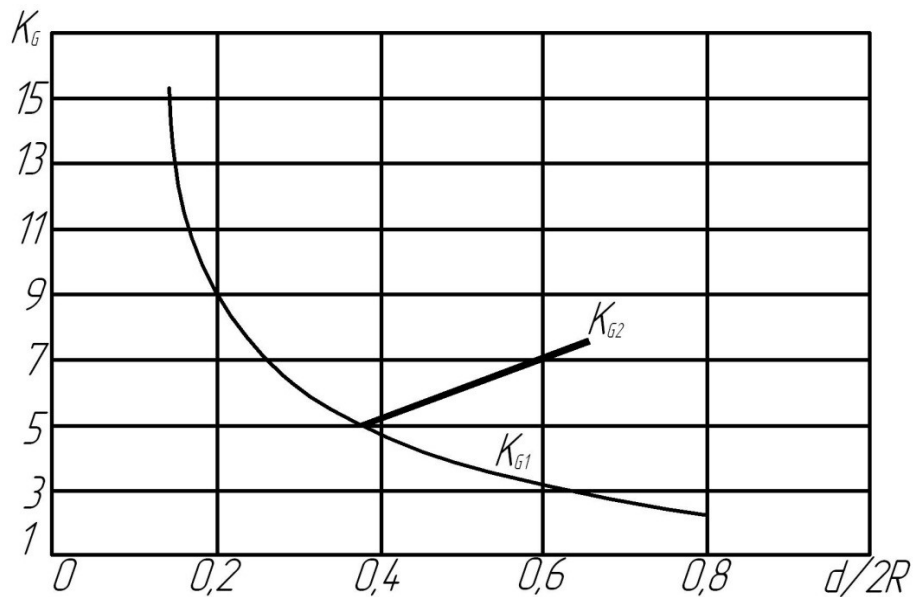


Рисунок 2.5 – Коефіцієнти для визначення розтягувальних напружень у прямому вушці

Розв’язуючи рівняння (2.19) щодо шуканої величини t , можна орієнтовно вибрати товщину вушка, а отже, і товщину пластини важеля:

$$\sigma_{зм} = \frac{4P}{\pi t d_1}; \quad t = \frac{4P}{\pi d_1 [\sigma_{зм}]}$$

Зовнішні радіуси R при обраній товщині t листа можна орієнтовно визначити з урахуванням припустимих напружень на зріз з формули (2.20):

$$[\tau_{зп}] = \frac{P}{2t \left(R - \frac{d_1}{2} \right)}, \quad R = \frac{P + t d_1 [\tau_{зп}]}{2t [\tau_{зп}]}$$

Тоді відповідно до знайденого розв’язку ширина важеля в перетині Б-Б (див. рисунок 2.3) буде

$$2R_1 = \frac{P + t d_1 [\tau_{зп}]}{t [\tau_{зп}]}$$

а в перетині С-С

$$2R_2 = \frac{P + td_3 [\tau_{зп}]}{t [\tau_{зп}]}$$

Стосовно механічної частини гальма [1] відома й інша формула для наближеного визначення ширини перетину у вушку важеля:

$$2R = (1,6 \dots 1,8) d_g,$$

де d_g - внутрішній діаметр вушка, м.

Тяги, проміжні тяги та прямолінійні зтяжки важелів (таблиця В.5) у розрахунковій схемі приймаються у вигляді стержнів, що шарнірно опираються по кінцях і центрально розтягнуті або стиснені силами.

На зтяжку вертикальних важелів у двовісному візку під час гальмування вантажного вагона діють стискальні зусилля P_4 і P_{4p} , тому вона розраховується на стиск із перевіркою на поздовжній згин:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_4}{F\varphi} \leq [\sigma_{ст}], \quad (2.23)$$

де F - площа поперечного перерізу брутто (без урахування місцевих послаблень), м²;

φ - коефіцієнт поздовжнього згину (у площині найменшої жорсткості).

Значення φ визначається залежно від найбільшої гнучкості стержня за даними таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Коефіцієнт поздовжнього згину

λ	φ			λ	φ		
	Марки сталей				Марки сталей		
	Ст.3	Ст. 5	09Г2Д		Ст.3	Ст. 5	09Г2Д

	М16С сталь 20	сталь 30			М16С сталь 20	сталь 30	
10	0,99	0,98	0,98	110	0,52	0,43	0,39
20	0,97	0,96	0,95	120	0,45	0,38	0,33
30	0,95	0,93	0,92	130	0,4	0,32	0,29
40	0,92	0,89	0,89	140	0,36	0,28	0,25
50	0,89	0,85	0,84	150	0,32	0,25	0,23
60	0,86	0,8	0,78	160	0,29	0,23	0,21
70	0,81	0,74	0,71	170	0,26	0,21	0,19
80	0,75	0,67	0,63	180	0,23	0,19	0,17
90	0,69	0,59	0,54	190	0,21	0,17	0,15
100	0,6	0,5	0,46	200	0,19	0,15	0,13

Гнучкість стержня визначається за формулою

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{J}{F}}}, \quad (2.24)$$

де l - розрахункова довжина стержня, м;

J - момент інерції перетину стержня, м⁴;

β - коефіцієнт приведення довжини балки, визначений залежно від умов її закріплення і прикладення навантаження.

Для прийнятої схеми (рисунок 2.6) закріплення стержня і прикладення навантаження $\beta = 1$.

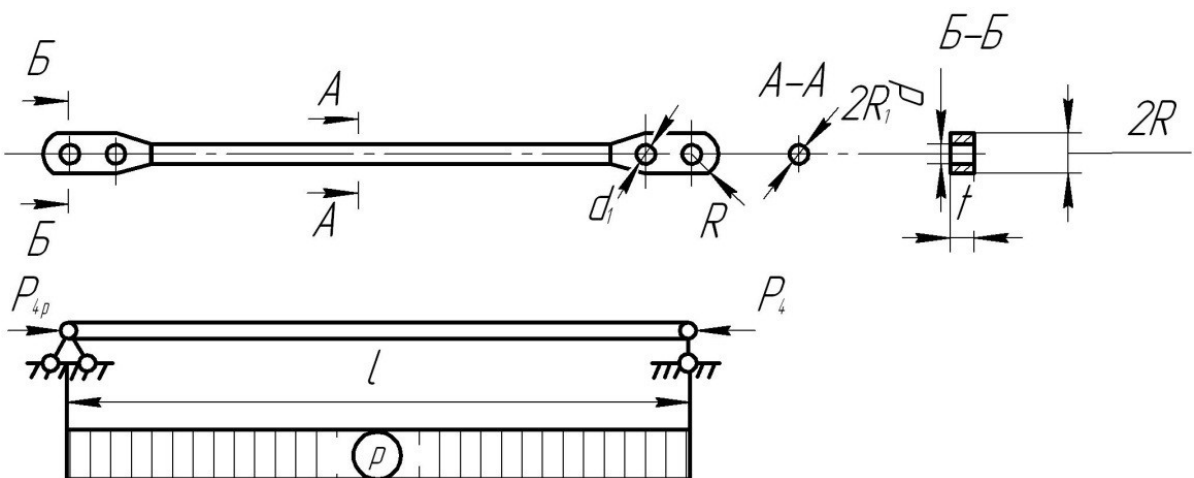


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема зтяжки вертикальних важелів візка та її перетини

Для круглого перетину зтяжки вертикальних важелів

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тому

$$\lambda = \frac{4l}{d}, \quad (2.25)$$

а діаметр зтяжок визначається за формулою

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_4}{\pi \varphi \cdot [\sigma_{cm}]}}. \quad (2.26)$$

При цьому спочатку необхідно визначити орієнтовний діаметр зтяжки, для чого слід прийняти $\varphi = 1$. Потім, використовуючи формулу (2.24) і варіюючи діаметром d , можна вибрати величину гнучкості λ стержня, що дозволяє у свою чергу вибрати з таблиці 2.6 коефіцієнт поздовжнього згину φ , необхідний для уточнення діаметра зтяжки.

Діаметр зтяжки вертикальних важелів у візках вантажних вагонів з урахуванням забезпечення стійкості від поздовжнього згину повинен бути не менше 50 мм.

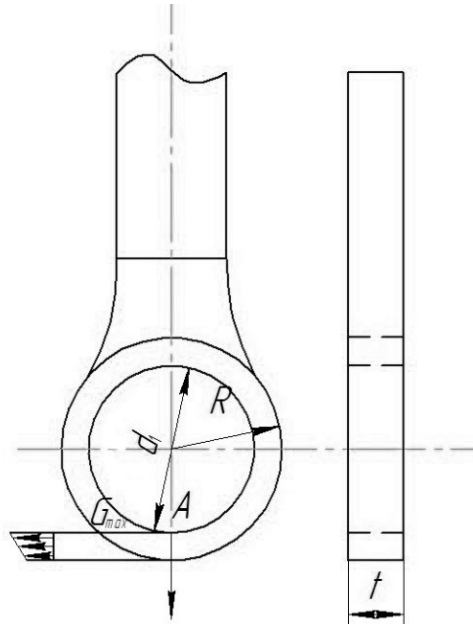


Рисунок 2.7 – Параметри круглого вушка

Для непрямого вушка затяжки або тяги (рисунок 2.7) найбільші стискальні напруження в точці A внутрішньої циліндричної поверхні вушка при допущенні, що тиск від валика по цій поверхні розподілений рівномірно, обчислюються за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{d_1 t} \cdot \frac{4R^2 + d_1^2}{4R^2 - d_1^2}, \quad (2.27)$$

справедливої за умови, що для вушка $R - \frac{d_1}{2} = \text{const}$.

Непрямі вушка в затяжці або тязі розраховуються так само, як і прямі на зминання за формулою (2.19) і зріз за формулою (2.20).

Діаметр тяг гальмової важільної передачі повинен бути не менше 22 мм. Для тяг довжиною менше 2 м допускається встановлювати діаметр менше 22 мм за умови підтвердження розрахунком достатньої міцності та жорсткості.

Розрахункова схема криволінійної затяжки важелів (рисунок 2.8) аналогічна розглянутій вище схемі прямолінійної затяжки, але зусилля її розтягнення прикладені ексцентрично.

Тому від зусиль P_3 і P_{3p} вона піддається не тільки розтягненню, але й згину.

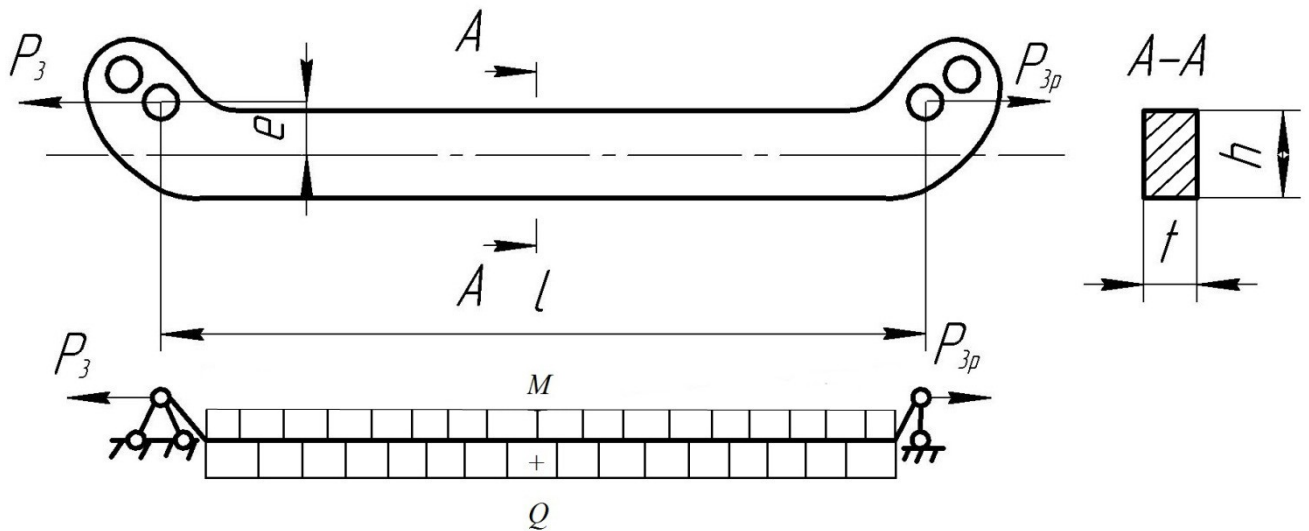


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема криволінійної зтяжки горизонтальних важелів гальмового циліндра і її перетин

Відповідно до зазначеного ширину перетину до пластинчастої зтяжки варто визначати з виразу

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_s = \frac{P_3}{F} + \frac{M_3}{W}. \quad (2.28)$$

Площа поперечного перерізу $A-A$ зтяжки

$$F = th.$$

Згинальний момент, що діє на зтяжку,

$$M_3 = P_3 e,$$

де e - ексцентриситет прикладання зусилля P_3 до зтяжки відносно поздовжньої осі симетрії пластини, м.

Момент опору перетину $A-A$ пластини

$$W = \frac{th^2}{6}.$$

Тоді, попередньо вибравши товщину t листа зтяжки з сортаменту сталевого прокату з урахуванням її розтягнення й згину, отримаємо

$$h = \frac{P_3}{[\sigma_p]t} + \sqrt{\frac{6P_3e}{[\sigma_s]t}}. \quad (2.29)$$

Звичайно приймають товщину t пластинчастих зтяжок, що дорівнює 20, 25 і 30 мм. Оскільки в зтяжці повинні бути передбачені отвори (діаметром від 36 до 50 мм) для шарнірних з'єднань її з іншими елементами, то ширина перетину пластини не повинна бути менше 80 мм. У гальмовій важільній передачі вагонів знайшли застосування зтяжки важелів із шириною перетину 80, 105 і 110 мм (див. таблицю В.1). Зтяжки з шириною перетину 110 мм, як правило, мають по краях отвори діаметром 45 мм.

Схема розрахунку траверси являє собою вільно лежачу балку на двох опорах (рисунок 2.9), навантажену симетрично розташованими щодо її кінців зосередженими силами P . Розрахунок перетину виконується за формулою (2.14).

Валики розраховуються на деформацію згину за розрахунковою схемою (рисунок 2.10).

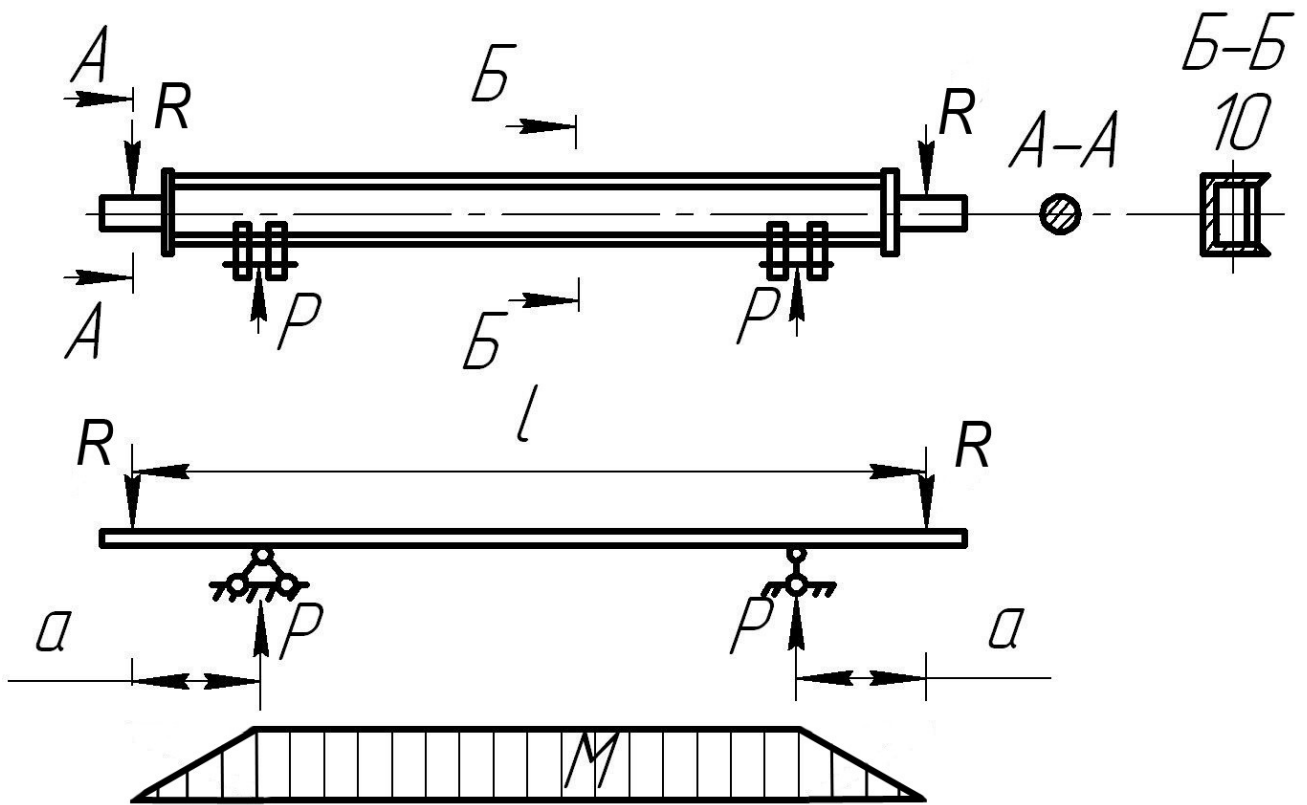


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема траверси

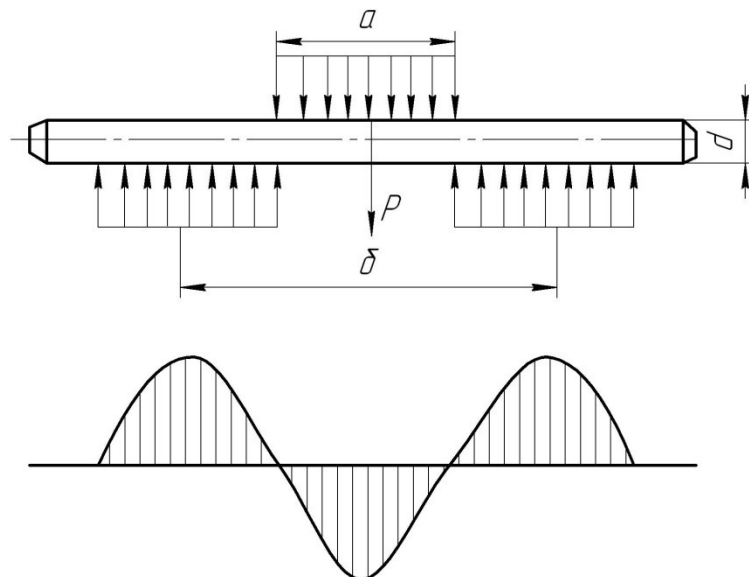


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема навантаження валика

Напруження згину визначається за формулою

$$\sigma_z = \frac{P}{0,4d^3} \left(e - \frac{a}{2} \right), \quad (2.30)$$

звідки

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot \left(v - \frac{a}{2} \right)}{0,4 \cdot [\sigma_3]}}, \quad (2.31)$$

де $[\sigma_3]$ – допустиме напруження згину, МПа;

P – навантаження на валик, Н;

d – діаметр валика, м;

v – відстань між серединами вушок важелів, м;

a – довжина поверхні, що передає навантаження, м.

Отриманий діаметр валика необхідно порівняти зі стандартним і за необхідності прийняти найближчий діаметр стандартного валика. Відповідно до ГОСТу 9650-61 стандартні валики мають такі діаметри, мм: 20, 23, 26, 30, 32, 36, 45, 50.

Прийнятий валик перевіряється на деформації зрізу:

$$\tau_3 = \frac{4P}{n \cdot \pi d^2}, \quad (2.32)$$

де P – навантаження, кН;

d – діаметр стандартного валика, м;

n – кількість перерізів.

Розрахунок триангеля за наявності згинальних моментів у кінцевих частинах, що викликані ексцентричним прикладанням навантаження відносно вузла з'єднання струни і балки, повинен виконуватись уточнюючим методом з обов'язковим урахуванням деформації згину його балки. Розрахунок виконується методом сил будівельної механіки за розрахунковою схемою, вказаною на рисунку 2.11, де за одне «зайве» невідоме приймається зусилля у струні.

Типовий триангель має такі геометричні параметри: $l_1 = 0,7589$ м, $l_2 = 0,845$ м, $h = 0,3753$ м, $h_1 = 0,108$ м, $2a = 1,517$ м, $2L = 1,607$ м, $\alpha = 2^\circ 34'$, $\gamma = 63^\circ 38'$.

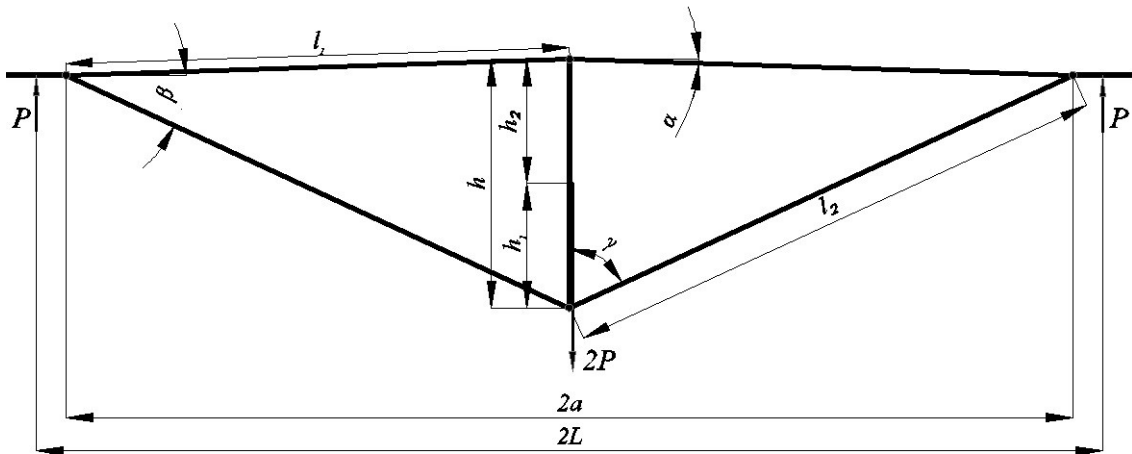


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема триангеля

Основна система наведена на рисунку 2.12.

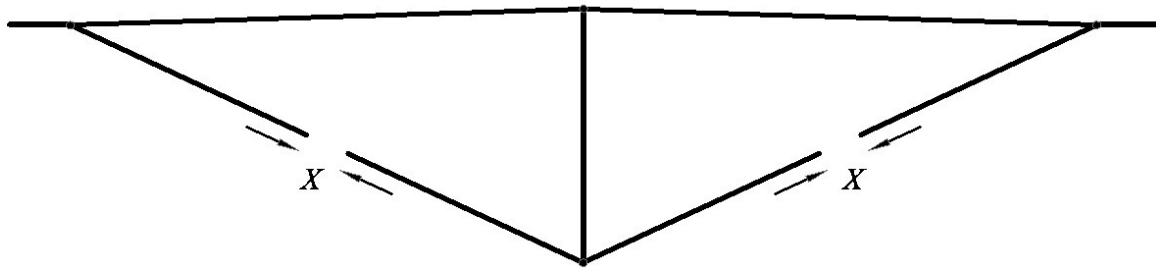


Рисунок 2.12 – Основна система розрахунку триангеля

Епюри згинальних моментів і повздовжніх сил від зусилля $X = 1$ і навантаження $2P$ зображені відповідно на рисунках 2.13 – 2.14.

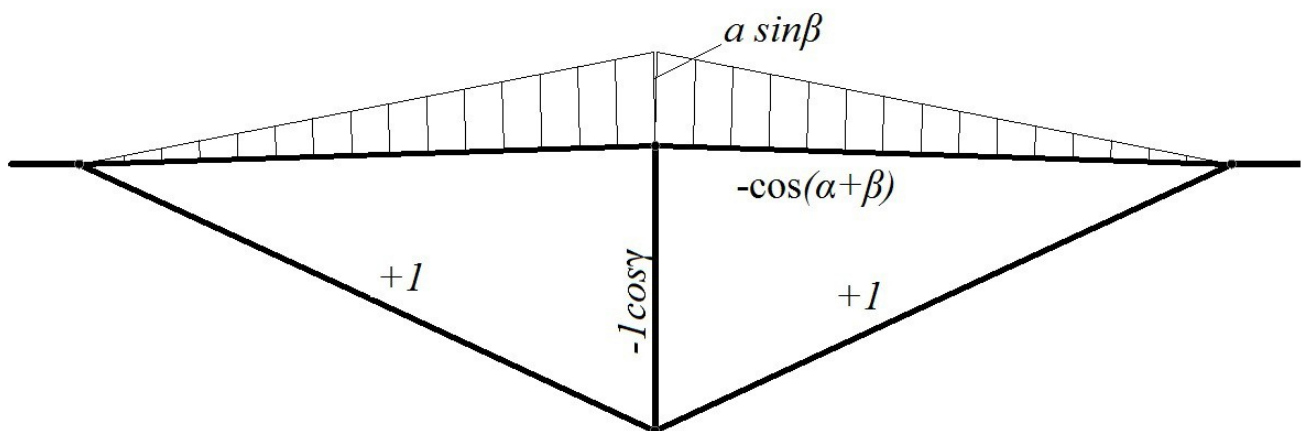


Рисунок 2.13 – Епюра згинальних моментів і нормальних сил від зусилля $X = 1$

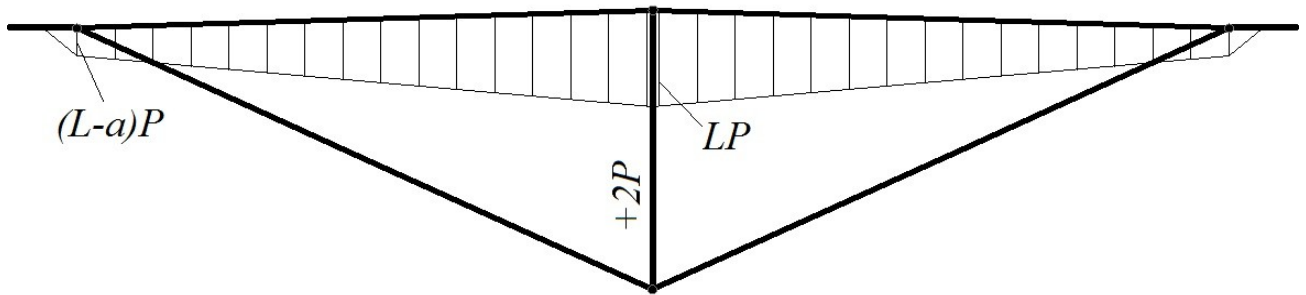


Рисунок 2.14 – Епюра згинальних моментів і нормальних сил від зовнішнього навантаження

Обчислюємо переміщення:

а) від зусилля $X = 1$ за його напрямком

$$E_{\delta_{11}} = \frac{2l_1 a^2 \sin^2 \beta}{3I_y} + \frac{2l_1 \cos^2(\alpha + \beta)}{F_{\sigma}} + \frac{2l_2}{F_c} + \frac{4 \cos^2 \gamma n}{F_p},$$

де I_y - момент інерції балки відносно вертикальної осі, m^4 ;

F_{σ} - площа перерізу балки, m^2 ;

F_p - площа перерізу розпірки, m^2 ;

F_c - площа перерізу струни, m^2 ;

б) від навантаження $2P$ за напрямком «зайвого» невідомого

$$E_{\delta_{1P}} = -\frac{a \sin \beta l_1 P}{3I_y} (3L - a) - \frac{4Ph_1 \cos \gamma}{F_p}.$$

Зусилля X визначається з рівняння

$$\delta_{11} x_1 + \delta_{1P} = 0 \quad \text{або} \quad X = -\frac{\delta_{1P}}{\delta_{11}}.$$

Після визначення зусилля X будується сумарна епюра згинальних моментів і повздовжніх сил (рисунок 2.15)

накладанням епюр, наведених на рисунках 2.13 – 2.14, при цьому перша з них перед накладенням помножується на отримане значення X . Виходячи з сумарної епюри визначається величина напружень в елементах триангеля.

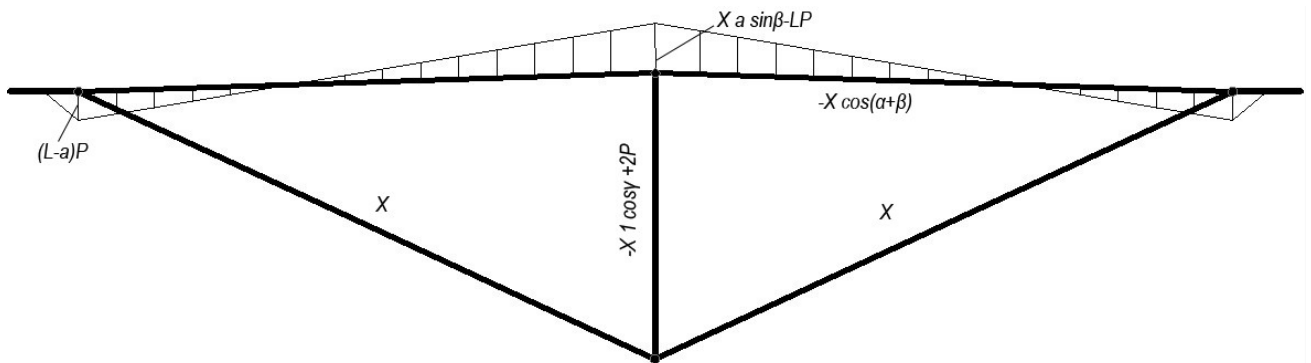


Рисунок 2.15 – Сумарна епюра згинальних моментів і повздовжніх сил

Розрахунок підвіски вертикальних важелів наведено на рисунку 2.16.

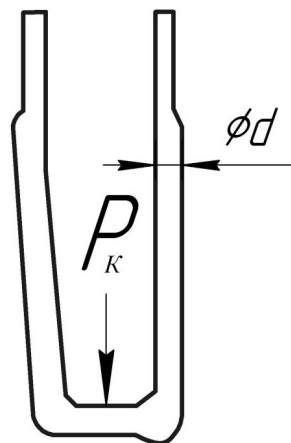


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема підвіски башмака

Визначимо нормальні напруження, що виникають у підвісці, за формулою

$$\sigma_p = \frac{P_\kappa}{2F}, \quad (2.33)$$

де F - площа поперечного перерізу, м²;

$$F = \frac{\pi d^2}{4},$$

$$P_\kappa = K\varphi_\kappa,$$

де φ_κ - коефіцієнт тертя, визначається за формулами (2.47) – (2.51);

Діаметр підвіски можна знайти за формулою

$$d = \sqrt{\frac{P_\kappa}{2\pi [\sigma_p]}}. \quad (2.34)$$

2.4 Розрахунок гальмівного шляху

2.4.1 Розрахунок ваги поїзда і визначення кількості вагонів

Вага поїзда визначається за формулою

$$Q_n = \frac{F_y - (w_0' + i_p) P_\kappa}{w_0'' + i_p}, \quad (2.35)$$

де F_y – дотична сила тяги локомотива, кН;

w_0' – основний питомий опір локомотива, коли він рухається в режимі тяги з розрахунковою сталою швидкістю, Н/кН;

P_κ – вага локомотива, кН;

w_0'' – основний питомий опір вагонів, які рухаються з розрахунковою швидкістю, Н/кН;

i_p – питомий опір від розрахункового підйому, ‰.

$$w_0' = 1,9 + 0,01v_\infty + 0,0003v_\infty^2, \quad (2.36)$$

де v_∞ - розрахункова швидкість, км/год.

$$w_0'' = 4 + \frac{30 + v_\infty + 0,025v_\infty^2}{q_o}, \quad (2.37)$$

де q_o – статичне навантаження на вісь, кН,

$$q_o = \frac{T + P}{n}, \quad (2.38)$$

де T, P - відповідно вага тари та вага вантажу, що перевозиться у вагоні, кН;

n - кількість колісних пар у вагоні.

Вага кожного типу вагона визначається відповідно до завдання за формулою

$$Q_i = Q_n \cdot r_i, \quad (2.39)$$

де Q_i - вага i -го вагона, Н;

r_i - відсоткове відношення вагонів i -го типу відповідно до завдання.

Для визначення кількості вагонів i -го типу в поїзді можна користуватися такою формулою:

$$n_i = k_{зав} \frac{Q_i}{P_i + T_i} + k_{пор} \frac{Q_i}{T_i} + k_{зав.30\%} \frac{Q_i}{0,3P_i + T_i}, \quad (2.40)$$

де $k_{зав}$, $k_{пор}$, $k_{зав.30\%}$ - коефіцієнти наявності відповідно завантажених, порожніх і завантажених на 30% вагонів i -го типу (за завданням);

Q_i - вага бруто i - го типу вагона, Н;

T_i - вага тари i - го типу вагона, Н;

P_i - вага вантажу, що перевозиться у i - му типі вагона, Н.

2.4.2 Випрямлення профілю колії

Для розрахунків виконується спрямлення профілі колії:

$$i_c' = \frac{i_1 S_1 + i_2 S_2 + \dots + i_n S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}, \quad (2.41)$$

де i_i – ухил i -ї ділянки колії, який потрібно спрямляти, ‰;

S_i – довжина i -ї ділянки колії, яка відповідає зазначеному ухилу, м.

Загальна довжина ділянки на якій виконується спрямлення, $S_c = l_n + S_c$.

Спрямлення профілю колії необхідно виконувати відповідно до вимог [15].

Додатковий опір рухові від впливу криволінійних ділянок визначається:

а) при довжині поїзда, меншій або такій, що дорівнює довжині криволінійної ділянки:

$$i_c'' = \frac{700}{R}, \quad (2.42)$$

де R - радіус криволінійної ділянки, м;

б) при довжині поїзда, більшій від довжини криволінійної ділянки:

$$i_c'' = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_n}, \quad (2.43)$$

де R - радіус криволінійної ділянки, м;

l_n - довжина поїзда, м;

S - довжина криволінійної ділянки колії, м.

Довжина поїзда визначається за формулою

$$l_n = l_c + m_l l_l + 10, \quad (2.44)$$

де m_l - кількість локомотивів, од.;

l_l - довжина локомотива, м;

l_c - довжина состава, м,

$$l_c = \sum n_i l_i,$$

де n_i - кількість вагонів у составі, ваг;

l_i - довжина вагонів по осях зчеплення із яких сформований состав, м.

Загальний опір руху визначається за формулою

$$i_c = i_c' + i_c'' . \quad (2.45)$$

2.4.3 Розрахунок питомого опору поїзда і питомої гальмівної сили та побудування їх графіків

Питома гальмівна сила визначається за формулою

$$B_c = 1000 \cdot \mathcal{G}_p \cdot \varphi_{кр}, \quad (2.46)$$

де \mathcal{G}_p - розрахунковий гальмівний коефіцієнт поїзда (при екстреному гальмуванні дорівнює 100 %, який отримано при розрахунку, а при повному службовому гальмуванні він зменшується на 20 % (для свого варіанта студент дивиться рядок «Вид гальмування» в таблиці А.2 і визначає, яке в нього гальмування, тобто потрібно зменшувати \mathcal{G}_p чи ні);

$\varphi_{кр}$ - розрахунковий коефіцієнт тертя гальмових колодок.

Для розрахунку часу підготовки гальм коефіцієнт тертя визначається для швидкості, з якої починається гальмування.

Якщо в розрахунках значень B_2 коефіцієнт тертя приймається для композиційних колодок, то розрахунковий гальмівний коефіцієнт \mathcal{G}_p необхідно приймати в два рази меншим.

Для стандартних чавунних колодок

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.47)$$

для чавунних колодок з вмістом фосфору 0,7-1,4 %

$$\varphi_{кр} = 0,3 \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.48)$$

для чавунних колодок з вмістом фосфору 2,5-3,5 %

$$\varphi_{кр} = 0,675 \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.49)$$

для композиційних колодок ТИИР-300

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (2.50)$$

для композиційних колодок ТИИР-303

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2,6V + 150}, \quad (2.51)$$

Гальмівний коефіцієнт поїзда визначається за формулою

$$\mathcal{G}_p = \frac{\sum K_p}{Q_c + P_l}, \quad (2.52)$$

де $\sum K_p$ – сумарне розрахункове натиснення гальмових колодок одного типу в поїзді, Н;
 Q_n – вага состава поїзда, кН;
 P_l – вага локомотива, кН (додаток Г, таблиця Г.1).

Сумарне розрахункове натиснення гальмових колодок поїзда (з урахуванням локомотива) підраховується за формулою

$$\sum K_p = z_1 \cdot K_1 \cdot x_1 + z_2 \cdot K_2 \cdot x_2 + \dots + z_i \cdot K_i \cdot x_i, \quad (2.53)$$

де z_1, z_2, z_i - кількість гальмівних осей у вагоні (локомотиві) даного типу;
 x_1, x_2, x_i - кількість вагонів (локомотивів) у поїзді за типами та вісністю;
 K_1, K_2, K_i - розрахункове натиснення гальмових колодок на одну вісь вагона (локомотива) з урахуванням завантаження, кН [8].

Тип і серію локомотива студент вибирає за завданням (вагу локомотива і кількість гальмівних осей у ньому вибираємо із таблиці Г.1, склад поїзда наведено в таблиці А.1).

На практиці забезпеченість поїзда гальмовими засобами оцінюють гальмівним натисненням, яке припадає на 100 т маси поїзда. Для вантажних поїздів воно повинно бути не менше 330 кН, для пасажирських – 600 кН.

2.4.4 Визначення розрахункового гальмівного шляху

Зовнішньою характеристикою ефективності гальмової системи є довжина гальмівного шляху S_2 та величина середніх сповільнень і часу гальмування, які забезпечуються під час гальмування.

Гальмівним шляхом називається відстань, яку проходить

поїзд за час від моменту переведення ручки крана машиніста в положення гальмування до повної зупинки поїзда.

Довжина гальмівного шляху може бути розрахована за формулою, яка складена на підставі інтегрування рівняння руху поїзда, що загальмував (сила тяги дорівнює нулю) [6, 9].

Гальмівний шлях поїзда умовно вважають складеним із двох частин: шляху підготовки гальм до роботи S_n і дійсного шляху гальмування S_δ [6, 9, 15]:

$$S_z = S_n + S_\delta = 0,278 \cdot V_0 \cdot t_n + \sum \frac{500(V_n^2 - V_k^2)}{\zeta(B_z + w_{ox} + i_c)}, \quad (2.54)$$

де V_0 - швидкість поїзда на початку гальмування, км/год;

t_n - час підготовки гальм до дії, с;

V_n, V_k - відповідно швидкості руху поїзда, км/год, на початку та в кінці розрахункового інтервалу (розрахункові інтервали швидкості пропонується приймати не більшими 10 км/год);

ζ - сповільнення поїзда, км/год², від дії одиночної сповільнюючої сили, км·Н/(Н·год²) (приймається для вантажних і пасажирських поїздів або вагонів 120 км·Н/(Н·год²))[12];

B_z - питома гальмівна сила, Н/кН;

w_{ox} - основний питомий опір руху поїзда в гальмівному режимі в розрахункових інтервалах при середній швидкості руху, Н/кН;

i_c - питомий опір від випрямленого профілю колії (на ухилах приймається зі знаком "мінус", на підйомах зі знаком "плюс"). Кожна 1 ‰ ухилу створює опір i , Н/кН.

Умовно вважають, що під час підготовки гальм до дії стиснене повітря в гальмовий циліндр не надходить і тому швидкість руху поїзда за час підготовки гальм не змінюється. Дійсне гальмування відбувається з моменту досягнення максимальної гальмівної сили в поїзді до моменту його зупинки.

Час підготовки гальм до дії в секундах визначається при екстреному і повному службовому гальмуванні за такими формулами [15]:

- для вантажних поїздів довжиною 200 осей і менше

$$t_n = 7 - \frac{10 \cdot i}{B_2}; \quad (2.55)$$

- для вантажних поїздів довжиною більше 200 осей (до 300 осей)

$$t_n = 10 - \frac{15 \cdot i}{B_2}; \quad (2.56)$$

- для вантажних поїздів довжиною більше 300 осей

$$t_n = 12 - \frac{18 \cdot i}{B_2}; \quad (2.57)$$

- для пасажирських поїздів на пневматичних гальмах

$$t_n = 4 - \frac{5 \cdot i}{B_2}; \quad (2.58)$$

- для електропоїздів і пасажирських поїздів на електропневматичних гальмах

$$t_n = 2 - \frac{3 \cdot i}{B_2}. \quad (2.59)$$

При автостопному гальмуванні

$$t'_n = t_n + 12. \quad (2.60)$$

Основний питомий опір руху поїзда визначається в такій послідовності.

Основний питомий опір руху поїзда, Н/кН,

$$w_{ox} = \frac{w_o'' \cdot Q_n + w_x \cdot P_l}{Q_n + P_l}, \quad (2.61)$$

де Q_n - вага состава поїзда, кН;

P_l - вага локомотива, кН (додаток Г, таблиця Г.1).

Додатковий питомий опір від впливу ухилу

$$i_c = i, \quad (2.62)$$

де i - величина ухилу (таблиця А.2).

Питомий опір локомотива, Н/кН, при холостому ході (без струму) на ланковій колії

$$w_X = 2,4 + 0,011 \cdot V_c + 0,00035 \cdot V_c^2, \quad (2.63)$$

де V_c - середня швидкість поїзда в розрахункових інтервалах, км/год.

Основний питомий опір состава вантажного поїзда, Н/кН, визначається за формулою [2]

$$w''_0 = \alpha \cdot w''_{04} + \beta w''_{06} + \gamma w''_{08}, \quad (2.64)$$

де α , β , γ - відповідно частки (не відсоткові) чотиривісних, шестивісних і восьмивісних вагонів у составі поїзда за вагою (таблиця А.2);

w''_{04} - основний питомий опір чотиривісних вантажних вагонів і вагонів рефрижераторних поїздів, які обладнані роликowymi підшипниками на ланковій колії ($q_0 > 6$ т)

$$w''_{04} = 0,7 + \frac{3 + 0,1V_c + 0,025V_c^2}{q_{04}}; \quad (2.65)$$

w''_{06} - основний питомий опір шестивісних вагонів

$$w''_{06} = 0,7 + \frac{8 + 0,1V_c + 0,025V_c^2}{q_{06}}; \quad (2.66)$$

w''_{08} - основний питомий опір восьмивісних вагонів

$$w''_{08} = 0,7 + \frac{6 + 0,038V_c + 0,021V_c^2}{q_{08}}. \quad (2.67)$$

Основний питомий опір руху суцільнометалевих пасажирських вагонів, Н/кН,

$$w''_{0II} = 0,7 + \frac{8 + 0,18V_c + 0,03V_c^2}{q_{II}}. \quad (2.68)$$

У наведених формулах q_{04} , q_{06} , q_{08} , q_{II} – вага, що припадає на одну вісь, кН, відповідно чотиривісних, шестивісних, восьмивісних та пасажирських вагонів.

Результати розрахунків довжини гальмівного шляху студент повинен повністю розрахувати для кожного розрахункового інтервалу за вищенаведеними формулами, а також звести в додатки у вигляді підсумкової таблиці (додаток Д, таблиця Д.1). На підставі даних таблиці побудувати графік залежності гальмівного шляху від швидкості $S_z=f(V)$ (будувати графік потрібно на міліметровому папері або за допомогою ЕОМ, але при цьому на графіку обов'язково вказати розрахункові величини). Для побудови такого графіка необхідно визначити довжину підготовчого шляху для кожного розрахункового інтервалу. Підрахована за формулами довжина гальмівного шляху повинна перевірятися порівнянням її з довжиною гальмівного шляху, яка встановлюється Укрзалізницею.

2.4.5 Розрахунок сповільнення поїзда і часу гальмування

Для оцінки ефективності дії гальм використовується величина середнього сповільнення ε_i , що реалізується під час гальмування. Вона визначається із рівняння збереження енергії поїзда, який рухається в загальмованому стані, для

розрахункового інтервалу [1, 2, 4]:

$$\varepsilon_i = \frac{V_n^2 - V_k^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot \Delta S_o}, \quad (2.69)$$

Таким чином величина середнього сповільнення є питомою кінетичною енергією (яка припадає на одиницю маси) поїзда, що гаситься його гальмовою системою на одиниці довжини гальмівного шляху.

Час гальмування поїзда являє собою суму відрізків часу підготовки гальм до роботи і дійсного часу гальмування:

$$t_z = t_n + \sum t_i = t_n + \sum \frac{V_n - V_k}{3,6 \cdot \varepsilon_i}, \quad (2.70)$$

де t_n - час підготовки гальм до роботи, с;

t_i - відрізки часу гальмування в кожному розрахунковому інтервалі, с.

Після виконання для кожного розрахункового інтервалу розрахунку ε_i і t_z (починаючи з максимальної швидкості) всі результати звести у таблицю (додаток Е, таблиця Е.1). За даними таблиці будуються графічні залежності зазначених величин від швидкості руху поїзда (будувати графічні залежності потрібно на міліметровому папері або за допомогою ЕОМ, але при цьому на графіку обов'язково вказати розрахункові величини).

Визначена величина середнього сповільнення при гальмуванні на високих швидкостях не повинна перевищувати 2 м/с^2 (2g), а для вантажних поїздів на низьких швидкостях під час гальмувань для зупинки - $0,49 \text{ м/с}^2$ (0,5g).

Після виконання розрахунків студент повинен виконати порівняння результатів з нормативними величинами.

Час гальмування вантажного поїзда залежно від його довжини і виду гальмування дорівнює: при повному службовому гальмуванні (ПСГ) – 65 с, при екстремому гальмуванні (ЕГ) – 55 с.

Час гальмування пасажирського поїзда – 60 с [12].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Анисимов, П.С. Расчет и проектирование механической и пневматической частей тормозов вагонов [Текст]: учеб. пособие / П.С. Анисимов, В.А. Юдин, А.Н. Шамаков, С.Н. Коржин ; под. общ. ред. П.С. Анисимова. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с.

2 Асадченко, В.Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2004. – 120 с.

3 Асадченко, В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с.

4 Бабаєв, А.М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць [Текст]: навч. посіб. / А.М. Бабаєв, Д.В. Дмитрієв – К.: ДЕГУТ, 2007. – 176 с.

5 Багажов, В.В. Тормозное оборудование специального самоходного подвижного состава [Текст]: учеб. пособие / В.В. Багажов, В.Н. Сеницын. – М.: ГОУ „Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте“, 2007. – 287 с.

6 Иноземцев, В.Г. Автоматические тормоза [Текст] / В.Г. Иноземцев, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.

7 Иноземцев, В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава [Текст] / В.Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1983. – 424 с.

8 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст]: ЦТ – ЦВ – ЦЛ - 0015. – Затв. нак. Укрзалізниці № 264-Ц 28.10.1997. – Вид. офіц. – К., 2004. – 146 с.

9 Казаринов, В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации тормозов [Текст] / В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев, В.Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.

10 Казаринов, В.М. Автотормоза [Текст]: учебник / В.М. Казаринов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.

11 Карвацкий, Б.Л. Общая теория автотормозов [Текст] / Б.Л. Карвацкий. – М.: ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, 1947. – 300 с.

12 Коренівський, М.В. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з дисципліни «Автоматичні гальма» [Текст]: метод. вказівки / М.В. Коренівський. – Харків: ХарДАЗТ, 2002. – 30 с.

13 Крылов, В.И. Автоматические тормоза подвижного состава [Текст]: учебник / В.И. Крылов, В.В. Крылов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 360 с.

14 Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 356 с.

15 Правила тяговых расчетов для поездной работы МПС СССР [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 286 с.

16 Справочник по тяговым расчетам [Текст] / П.Н. Астахов, П.Т. Гребенюк, А.И. Скворцов. – М.: Транспорт, 1973. - 256 с.

17 Студентська навчальна звітність. Текстова частина (пояснювальна записка). Загальні вимоги до побудови, викладення та оформлення [Текст] : метод. вказівки / Є.В. Коновалов, Л.М. Козар. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – 36 с.

Додаток А **(обов'язковий)**

Вибір варіанта завдання на курсовий проект виконується за допомогою наведеної таблиці А.1, або варіант завдання видає особисто викладач. Початкова буква прізвища студента вказує горизонтальний рядок, а кінцева цифра в номері залікової книжки або шифру - вертикальний рядок, у якому знаходиться варіант завдання. На перехрещенні вертикального та горизонтального рядків вказані три варіанти завдання. З цих варіантів можна вибрати будь-який за власним бажанням студента. Кожний варіант має свою тему завдання.

Перелік вихідних даних для виконання курсового проекту наведено нижче.

До відома студентів:

- виконання курсового проекту за варіантом, який не відповідає наведеному в таблиці А.1, **забороняється!**;

- зміна варіанта, як виняток, може проводитися письмовим дозволом завідуючого кафедрою та завданням на курсовий проект (додаток Ж).

Теми варіантів завдань для розрахунку механічної частини та вибору пневматичної частини автогальма.

1 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-066, Р=66 т, Т=22 т.

2 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-835, Р=15 т, Т=35 т.

3 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення мікроавтобусів моделі 11-4081, Р=10 т, Т=27 т.

4 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення мінеральних добрив моделі 55-350, P=70 т, T=23 т.

5 Автоматичне гальмо чотиривісного піввагона моделі 12-1592, P=71 т, T=21,28 т.

6 Автоматичне гальмо вагона вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції ZA-5, P=29 т, T=50 т.

7 Автоматичне гальмо чотиривісного піввагона P=70 т, T=22 т.

8 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення вугілля моделі 22-4003, P=90 т, T=29,5 т.

9 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-401, P=70 т, T=20,92 т.

10 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення цементу моделі 11-715, P=67 т, T=18,5 т.

11 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 23-4000, P=56 т, T=34 т.

12 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-270, P=68,8 т, T=24,5 т.

13 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти, модель 15-889, P=120 т, T=53 т.

14 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення зерна моделі 11-739, P=65 т, T=22 т.

15 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-935, P=73 т, T=27 т.

16 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона P=36 т, T=48 т.

17 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-K651, P=42 т, T=42 т.

18 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012, P=723 т, T=22 т.

19 Автоматичне гальмо вагона зі службовим відділенням вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції ZA-5, P=41 т, T=39 т.

20 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення цементу моделі 19-758, P=72 т, T=19,5 т.

21 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012-11, P=69 т, T=25 т.

22 Автоматичне гальмо пасажирського м'якого купейного вагона моделі 61-820 К, P=4 т, T=54 т.

23 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення скота моделі 11-268, P=68 т, T=24 т.

24 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-K001, P=68 т, T=22,88 т.

25 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-470, P=60 т, T=22 т.

26 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення мінеральних добрив моделі 11-740, P=64 т, T=20 т.

- 27 Автоматичне гальмо вагона вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції ZA-5, P=26 т, T=52 т.
- 28 Автоматичне гальмо чотиривісного піввагона моделі 12-132, P=70 т, T=24 т.
- 29 Автоматичне гальмо вагона вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції ZB-5, P=41 т, T=43 т.
- 30 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-479, P=20 т, T=26 т.
- 31 Автоматичне гальмо чотиривісного піввагона моделі 12-756, P=69 т, T=22 т.
- 32 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів P=15 т, T=35 т.
- 33 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4085, P=72 т, T=22 т.
- 34 Автоматичне гальмо вагона вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції PC-4, P=46 т, T=39 т.
- 35 Автоматичне гальмо восьмивісного піввагона моделі 12-508, P=125 т, T=45,17 т.
- 36 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона P=40 т, T=44 т.
- 37 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-274, P=50 т, T=35 т.
- 38 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4166, P=4 т, T=48,5 т.
- 39 Автоматичне гальмо пасажирського м'якого купейного вагона моделі 61-820 К, P=4 т, T=54 т.
- 40 Автоматичне гальмо пасажирського вагона для перевезення дорогоцінностей та грошей моделі 61-4159, P=15 т, T=47,7 т.
- 41 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-820, P=7 т, T=47,6 т.
- 42 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-719, P=5 т, T=60,6 т.
- 43 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі ЖА 91-52, P=4 т, T=56 т.
- 44 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4179, P=4 т, T=56,7 т.
- 45 Автоматичне гальмо пасажирського багажного вагона моделі 61-517, P=15 т, T=47,7 т.
- 46 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі 61-4170К, P=5 т, T=56 т.
- 47 Автоматичне гальмо пасажирського поштового вагона моделі 61-525, P=15 т, T=47,7 т.
- 48 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-4170, P=8 т, T=56 т.
- 49 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення світлих нафтопродуктів 15-777, P=60 т, T=26,8 т.

50 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-889, P=120 т, T=53 т.

51 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення сірчаної кислоти моделі 15-1226, P=68 т, T=24,6 т.

52 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення спирту моделі 15-Ц859, P=50 т, T=22,83 т.

53 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення аміаку моделі 15-1581, P=92 т, T=77 т.

54 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення молока моделі 15-1405, P=31,2 т, T=23,3 т.

55 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення мазуту моделі 15-156, P=69 т, T=27,8 т.

56 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-1578, P=120 т, T=53,5 т.

57 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення цементу моделі 15-1405, P=61 т, T=24,3 т.

58 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення соляної кислоти моделі 15-1554, P=62 т, T=21,66 т.

59 Автоматичне гальмо чотиривісного піввагона P=70 т, T=22 т.

60 Автоматичне гальмо чотиривісного вагона хопера для перевезення вугілля моделі 22-4003, P=90 т, T=29,5 т.

61 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-401, P=70 т, T=20,92 т.

62 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-270, P=68,8 т, T=24,5 т.

63 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-935, P=73 т, T=27 т.

64 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення легкових автомобілів моделі 11-K651, P=42 т, T=42 т.

65 Автоматичне гальмо вагона зі службовим відділенням вантажної 5-ти вагонної рефрижераторної секції ЗА-5, P=41 т, T=39 т.

66 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-4012-11, P=69 т, T=25 т.

67 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення скота моделі 11-268, P=68 т, T=24 т.

68 Автоматичне гальмо чотиривісної платформи моделі 13-470, P=60 т, T=22 т.

69 Автоматичне гальмо пасажирського багажного вагона моделі 61-517, P=15 т, T=47,7 т.

70 Автоматичне гальмо пасажирського купейного вагона моделі ЖА 91-52, P=4 т, T=56 т.

71 Автоматичне гальмо пасажирського вагона для перевезення дорогоцінностей та грошей моделі 61-4159, P=15 т, T=47,7 т.

72 Автоматичне гальмо пасажирського відкритого вагона моделі 61-820, P=7 т, T=47,6 т.

73 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення світлих нафтопродуктів 15-777, Р=60 т, Т=26,8 т.

74 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти моделі 15-889, Р=120 т, Т=53 т.

75 Автоматичне гальмо чотиривісної цистерни для перевезення спирту моделі 15-Ц859, Р=50 т, Т=22,83 т.

76 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення аміаку моделі 15-1581, Р=92 т, Т=77 т.

77 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона моделі 11-066, Р=66 т, Т=22 т.

78 Автоматичне гальмо чотиривісного критого вагона для перевезення мікроавтобусів моделі 11-4081, Р=10 т, Т=27 т.

79 Автоматичне гальмо восьмивісної цистерни для перевезення суперфосфорної кислоти, модель 15-889, Р=120 т, Т=53 т.

80 Автоматичне гальмо автономного рефрижераторного вагона Р=36 т, Т=48 т.

Таблиця Б.1 – Характеристика гальмових важільних передач вагонів

Тип та осність вагона	Розміри плечей важелів при колодках, мм				Постійні розміри, мм	
	чавунних		КОМПОЗИЦІЙНИХ		В	Г
	а	б	а	б		
Восьмивісний піввагон (маса брутто 168 т)	280	220	220	280	300	160 160
Чотиривісний піввагон (маса брутто 88 т)	195	305	145	355	400	
Чотиривісна платформа, критий і цистерна (маса брутто 88 т)	260	400	195	465	400	160
Чотиривісний рефрижераторний вантажний вагон (маса брутто 71 т)	365	295	260	400	230	230
Чотиривісний критий вагон і цистерна (маса брутто 75 т)	250	400	190	460	400	160
Чотиривісний ізотермічний СМВ (маса брутто 65 т)	270	480	240	510	400	160

Чотиривісний хопер для цементу * (маса бруто 87 т)	195	480	125	660	400	160
Пасажирський СМВ (маса тари 53 т і більше)	390	260	260	390	230	230
Пасажирський СМВ (маса тари 48 - 52 т)	350	300	230	420	230	230
Пасажирський СМВ (маса тари 42 - 47 т)	330	320	200	450	230	230
Пасажирський СМВ (маса тари 46 т)	-	-	195	105	113	127

* Розміри плечей важеля, з'єднаного зі штоком гальмового циліндра:
 $a_1=290$ мм, $b_1=370$ мм

Додаток Г
(обов'язковий)

Таблиця Г.1 – Розрахункова маса локомотива і кількість гальмівних осей

Серія локомотива	Кількість гальмівних осей	Розрахункова маса, т
ЕЛЕКТРОВОЗИ		
ВЛ 23, ВЛ 60 всіх індексів	6	138
ВЛ 8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ80, ВЛ80К	8	184
ВЛ82, ВЛ80Т, ВЛ80Р, ВЛ 80с	8	192
ЧС3	4	84
ЧС2	6	120
ЧС4, ЧС4Т	6	126
ЧС6	8	164
ЧС7	8	172
ТЕПЛОВОЗИ		
ТЕМ2	6	121
ТЕП70	6	131

2ТЕ10Л, 2ТЕ10	12	260
2ТЕ10В, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, 2ТЕ10УТ	12	276
ТЕП 60 (одна секція)	6	128
ЧМЕЗ, ЧМЕЗТ, ЧМЕЗЕ	6	123
2М62	12	240
М62	6	120
ТЕМ7, ТЕМ7А	8	180

Додаток Е
(обов'язковий)

Таблиця Е.1 – Розрахунок сповільнень і часу гальмування

$V_{cp}, \text{ км/год}$	$\frac{V_{п}^2 - V_{к}^2}{2 \cdot 3,6^2}, \text{ м/с}^2$	$\Delta S_{д}, \text{ м}$	$\xi_b, \text{ м/с}^2$	$\frac{V_{п} - V_{к}}{3,6}, \text{ м/с}$	$t_i, \text{ с}$	$\Sigma t_z, \text{ с}$
135	104,17			2,78		
125	96,45			2,78		
115	88,73			2,78		
105	81,02			2,78		
95	73,30			2,78		
85	65,59			2,78		
75	57,87			2,78		
65	50,15			2,78		
55	42,44			2,78		
45	34,72			2,78		
35	27,00			2,78		
25	19,30			2,78		
15	11,57			2,78		
5	3,86			2,78		
Примітка – При визначенні Σt_z підсумовування t_i виконується знизу доверху						

Додаток Ж
(обов'язковий)

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Вагони”

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувача кафедри

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект з дисципліни
“Автоматичні гальма та безпека руху”
студенту групи _____ - В механічного факультету

ТЕМА ПРОЕКТУ: Автоматичне гальмо _____.

ОБСЯГ ПРОЕКТУ

Проект повинен містити 3 аркуші креслення і пояснювальну записку (35-40 сторінок).

ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ

Серія локомотива _____ $v_{\infty} = \text{_____ км/год};$ $F_{\partial} = \text{_____ кН}$	Розрахунковий підйом, $i_p = \text{_____ } \%$ Тип колодок _____	Швидкість на початку гальмування, $v_0 = \text{_____ км/год}$ Вид гальмування _____
---	--	---

Склад поїзда (за вагою):					
- піввагонів 4-вісних	%	- ізотермічних	%	- цистерн 4-вісних	%
- хоперів	%	- платформ	%	- цистерн 8-вісних	%
- критих	%	- думпкарів 4-вісних	%	- пасажирських СМВ	%

Із них:

- повністю завантажених	%	- порожніх	%	завантажених на 30 %	%
-------------------------	---	------------	---	----------------------	---

ПРОФІЛЬ КОЛІЇ

$i, \%$								
$S, м$	350	200	270	350	180	400	250	340
$R, м$								
$S, м$								

завдання	серія локомотива	розрахункова швидкість V_z	дотична сила тяги F_b , кН	розрахунковий підйом i_p , ‰	гальмування V_0 , км/годшвидкість на початку	вид гальмування*	тип колодок**	піввагонів 4-вісних, %	хоперів 4-вісних, %	критих 4-вісних, %	ізотермічних, %	платформ 4-вісних, %	думнкарів, %	цистери 4-вісних, %	цистери 8-вісних, %	пасажирських СМВ, %	повністю завантажених, %	нерожніж, %	завантажених на 30 ‰, %									приймається при ухилі $i=\theta$ радіус кривої (R, м)	приймається при ухилі $i=\theta$ довжина кривої (S, м)
																			350	200	270	350	180	400	250	340			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	ВМЭ1	10,7	99	1	80	ЕГ	К		20	70						10	60	20	20	-1	-3	-4	0	-2	-1	-5	-3	350	1450
2	ВЛ23	43,3	349	9	60	ПСГ	Ч			50					30	20	55	15	15	-2	-1	0	-3	-2	-4	-5	-2	345	1480
3	ВЛ82	51	474	14	70	АГ	К			65		25				10	65	10	10	2	4	3	2	0	1	2	3	2570	1450
4	ТЭ1	12	160	4	95	ЕГ	Ч	25	45					30			45	20	20	2	4	3	1	0	3	5	2	1950	1200
5	ВЛ80 ^Т	43,5	512	15	90	ПСГ	К	60				30				10	50	30	30	-2	-3	0	-4	-5	-2	-1	-3	1800	1000
6	2Т116	24,2	506	16	100	АГ	Ч			25	55					20	60	10	10	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	-1	3250	1500
7	ВЛ10	46,7	460	15	100	ПСГ	К	65							25	10	55	25	25	-5	-3	-1	-2	-3	-4	-5	-3	3200	1500
8	ВЛ80 ^С	37,5	521,7	16	110	ЕГ	Ч		60				20		20		50	20	20	0	2	4	5	3	1	2	4	2200	1200

9	<i>ВЛ82^М</i>	50,5	497	15	110	ПСГ	К						70		20		10	65	$\frac{1}{5}$	20	-5	-3	-4	0	-1	-2	-3	-5	1580	1000
10	<i>2М62</i>	20	400	9	100	АГ	Ч		55				30				15	65	$\frac{3}{0}$	5	-2	-1	-3	0	-1	-3	-5	-4	2450	1200

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
11	<i>2ТЭ10^Л</i>	23,4	500	15	100	ЕГ	К	20	20			60					50	30	20	1	3	5	4	2	0	3	1	1800	1600
12	<i>ВЛ80^Р</i>	43,5	512	15	110	ПСГ	Ч			65				20		15	70	15	15	1	2	0	3	2	5	4	1	3560	1800
13	<i>2ТЭ10^Л</i>	23,4	500	15	100	АГ	К		60				20		20		60	10	30	4	3	0	3	1	2	4	3	2250	1350
14	<i>3ТЭ10^М</i>	23,4	759	20	100	ПСГ	Ч		65				20	15			70	15	15	-3	-1	-5	-3	-2	0	-1	-3	2500	1450
15	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	АГ	К	35				45				20	70	20	10	-4	-2	0	-1	-3	-5	-4	-2	2150	1400
16	<i>ВЛ22^М</i>	35,5	343	7	80	ЕГ	Ч				60	25				15	55	20	25	-3	-4	-5	-3	-1	0	-2	-4	3150	1600
17	<i>2ТЭ116</i>	24,2	506	16	100	ПСГ	К			65	25					10	80	10	10	1	2	0	3	4	2	4	3	2000	1200
18	<i>2М62</i>	20	400	9	100	АГ	Ч					35		55		10	55	20	25	0	4	5	3	2	1	3	5	1900	1250
19	<i>2ТЭ60</i>	47	254	6	100	ПСГ	К		25		65					20	45	30	25	0	1	2	4	5	3	2	1	2450	1000
20	<i>ВЛ10^У</i>	45,8	502	16	100	ПСГ	Ч		50		35					15	60	20	20	1	2	3	4	2	0	1	3	3000	1630
21	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	ЕГ	К			35		45				20	40	35	25	-2	-4	-5	-3	0	-1	-3	-2	2000	1100
22	<i>ТЭП10</i>	35	178	4	90	ПСГ	Ч			60	20					20	55	10	35	2	3	4	0	1	2	3	5	2780	1980
23	<i>ВЛ10^У</i>	45,8	502	16	100	ЕГ	К			75			15			10	60	10	30	2	3	4	0	3	5	2	1	3800	1550
24	<i>ВЛ22^М</i>	35,5	343	7	80	ПСГ	Ч	25		65						10	55	20	25	-5	-4	-2	0	-1	-3	-4	-5	3100	1500
25	<i>ВЛ22^М</i>	35,5	343	8	80	АГ	К			20		65				15	75	15	10	-1	-2	-3	-4	-5	0	-2	-3	1950	1250
26	<i>ВЛ23</i>	43,3	349	9	100	ЕГ	Ч		40			20		40			50	25	25	2	4	5	3	1	0	2	4	1750	1000
27	<i>ВЛ60^К</i>	43,5	368	10	100	АГ	К	20			70					10	60	10	30	2	4	3	1	0	2	3	5	2850	1450
28	<i>ВЛ60^Р</i>	37	376	11	110	ПСГ	Ч	70					20		10		65	20	15	-5	-3	0	-2	-4	-5	-3	-1	1500	1200

29	<i>ВЛ80^К</i>	44,2	490	12	110	ПСГ	К		65		20					15	40	20	30	-2	-3	-1	0	-2	-4	-5	-3	3550	1850
30	<i>ВЛ80^К</i>	38	500	15	110	АГ	Ч			40		40		20		65	10	25	1	3	4	5	0	4	2	1	1750	1250	
31	<i>ВЛ80^Т</i>	43,5	512	15	110	ЕГ	К	50				20		40		75	10	15	-1	-3	-2	0	-4	-5	-3	-1	1750	1000	
32	<i>ВЛ80^С</i>	37,5	521	15	110	ЕГ	Ч		70					20		10	60	10	30	0	4	5	3	2	1	4	3	3650	1800

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
33	<i>ВЛ80^Р</i>	43,5	512	15	110	ЕГ	К					70		20		10	60	10	30	-3	-5	-4	-2	0	-3	-1	-2	1800	1350
34	<i>ВЛ80^Р</i>	37	523	16	110	ПСГ	Ч			70	25					5	65	10	25	-3	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	1840	1050
35	<i>ВЛ82</i>	51	474	14	110	АГ	К	30				45		25			80	15	5	2	0	4	2	1	3	5	2	1450	1100
36	<i>ВЛ82^М</i>	50,5	497	15	110	ЕГ	Ч				55		25			20	75	15	10	2	4	5	3	2	0	1	3	1900	1100
37	<i>ТЭ121</i>	26,6	588,6	18	100	ПСГ	К			55		25				20	80	10	10	-2	-1	-3	0	-2	-4	-5	-2	1950	1200
38	<i>М62</i>	20	200	5	100	АГ	Ч			40	40					20	50	25	25	1	2	3	4	5	0	1	3	1800	1000
39	<i>ТЭП10</i>	35	178	4	90	ПСГ	К			20	20					60	55	10	35	2	4	5	0	3	2	4	5	3000	1500
40	<i>ТЭП60</i>	47	127	2	100	ПСГ	Ч	20				40				40	45	30	25	-3	-2	-1	0	-2	-4	-5	-3	2800	1400
41	<i>ТЭП60</i>	47	254	6	100	АГ	К					20	25			55	45	25	30	-3	-2	0	-3	-4	-5	-3	-2	3200	1450
42	<i>ТЭП70</i>	48,3	170	5	100	ПСГ	Ч					40	10			50	55	30	15	2	4	5	0	3	4	5	3	1700	1200
43	<i>ВЛ8</i>	43,3	465	14	80	ЕГ	К		10			35				55	50	25	25	-5	-4	-3	0	-4	-2	-3	-1	3000	1400
44	<i>ВЛ60^Р</i>	37	376	11	110	ЕГ	Ч	10					25			65	65	15	20	2	4	5	0	3	2	4	5	1800	1100
45	<i>ВЛ80^К</i>	44,2	490	12	110	ПСГ	К			20	70					10	55	20	25	-3	-2	-4	0	-5	-3	-2	-1	1800	1200
46	<i>ВЛ80^Т</i>	43,5	512	15	110	АГ	Ч	15				25				60	50	30	20	-2	-1	0	-4	-5	-3	-1	-2	1700	1200

47	ВЛ82	51	474	14	110	ЕГ	К		60			20				20	65	30	5	2	4	5	0	4	3	2	1	2950	1250
48	ВЛ82 ^М	50,5	497	15	110	АГ	Ч					60	10			30	65	25	10	-2	-3	-4	-5	0	-4	-2	-3	2800	1450
49	ТЭП70	48,3	170	5	90	ПСГ	К			30		10		60			65	20	15	-3	-4	-5	0	-3	-4	-2	-1	2700	1400
50	3ТЭ10 ^М	23,4	759	20	100	ЕГ	Ч							45	45	10	65	25	10	-3	-4	-5	0	-3	-2	-1	-3	2800	1400
51	ВЛ22 ^М	35,5	343	7	80	ПСГ	К					50		40	10		55	20	25	-2	-1	-3	-4	0	-2	-3	-1	2450	1800
52	ВЛ80 ^К	44,2	490	12	110	ЕГ	Ч	25						65	10		45	20	35	3	4	5	0	5	4	3	2	1500	1200
53	ВЛ82 ^М	50,5	497	15	110	ПСГ	К		10			40			50		70	15	15	-5	-3	-2	-1	0	-4	-3	-2	2500	1300
54	2М62	20	400	9	100	ПСГ	Ч			35		15		50			60	20	20	5	4	3	2	0	3	4	5	3100	1250

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
55	2ТЭ116	24,2	506	16	100	ПСГ	К				45			45	10		70	15	15	-3	-1	0	-3	-2	-4	-5	-3	2400	1200
56	ВЛ60 ^Р	37	376	11	110	АГ	Ч		40			20			40		55	30	15	3	4	5	0	4	2	3	1	1800	1100
57	2ТЭ121	26,6	588	17	100	ЕГ	К					15	15	70			75	15	10	-1	-3	-2	0	-3	-5	-4	-2	3200	1400
58	ВЛ82	51	474	14	110	ПСГ	Ч	10				25		65			55	20	25	4	3	5	0	4	5	3	1	2900	1500
59	ВЛ10	46,7	460	15	100	АГ	К	50			20			30			40	30	30	-5	0	-1	-2	-3	-4	-1	-3	3000	1600
60	ВЛ80 ^С	37,5	521,7	16	110	ПСГ	Ч		40	20					20		30	25	45	1	2	4	5	3	1	2	5	2000	1000
61	ВЛ82 ^М	50,5	497	15	110	ПСГ	К					40	20		10		55	20	15	-5	-3	-1	0	-1	-2	-4	-5	1500	1050
62	2ТЭ10 ^Л	23,4	500	15	100	АГ	Ч			65				20		15	70	15	15	1	2	1	3	2	5	4	1	3580	1800
63	2ТЭ121	26,6	588,6	17	100	ПСГ	К	35				45				20	70	20	10	-1	-2	0	-1	-3	-2	-4	-2	2150	1500

64	2ТЭ116	24,2	506	16	100	ЕГ	Ч			65	20		15				80	10	10	1	2	0	2	4	2	4	2	220 0	1700
65	ВЛ10	46,7	460	15	100	ЕГ	К		30		60				20	45	30	25	3	1	2	4	5	1	2	1	240 0	1000	
66	ВЛ82	51	474	14	110	ПСГ	Ч			30		45			25	45	30	15	-2	-3	-5	-3	-2	-1	-3	-2	210 0	1100	
67	ВЛ10 ^У	45,8	502	16	100	АГ	К			40		40		20	10	50	20	30	2	3	1	0	3	5	2	1	300 0	1550	
68	ВЛ22 ^М	35,5	343	8	80	ЕГ	Ч	40	20			40			20	70	15	10	-1	-2	-3	-3	-5	0	-2	-3	195 0	1050	
69	2М62	20	400	9	100	АГ	К	20				40			40	45	30	25	-3	-2	-1	0	-2	-3	-5	-3	280 0	1400	
70	ЧС2	96,5	133,4	5	160	ПСГ	Ч			5		20			75	45	25	30	-3	-1	0	-3	-3	-5	-3	-2	300 0	1450	
71	ВЛ8	43,3	465	14	80	ЕГ	К			40	40				20	50	20	30	-5	-3	-3	0	-4	-2	-3	-1	300 0	1400	
72	ВЛ80 ^К	44,2	490	12	110	ПСГ	Ч	30		40					30	55	15	30	-3	-2	-4	0	-5	-3	-2	-1	190 0	1200	
73	ВЛ80 ^Р	43,5	512	15	110	ЕГ	К			30		20		50		65	20	15	-2	-4	-5	1	-3	-4	-1	-1	250 0	1400	
74	ВЛ80 ^К	44,2	490	12	110	ПСГ	Ч			10				45	45		65	25	10	-3	-4	-5	-4	-3	-2	-1	-3	280 0	1400
75	ВЛ80 ^К	44,2	490	12	110	ПСГ	К	40				20		20		45	20	35	3	4	5	0	5	1	3	2	170 0	1300	

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
76	ВЛ82 ^М	50,5	497	15	110	АГ	Ч		35		35	3			30		60	15	25	-5	-4	-2	-1	0	-4	-1	-2	2800	130 0
77	2ТЭ10 ^Л	23,4	500	15	100	ПСГ	К	-	20	60	-	-	-	20	-		60	20	20	-1	-3	-4	-3	-2	-1	-5	-3	3580	145 0
78	2М62	20	400	9	100	ЕГ	Ч		10	65		25					55	35	10	2	4	2	2	0	1	0	3	2700	145 0
79	ВЛ10	46,7	460	15	100	ПСГ	К		60				30		10		60	10	30	4	2	0	3	1	2	3	3	2250	135 0
80	ВЛ22 ^М	35,5	343	7	80	ПСГ	Ч		25		50	25					45	30	25	-3	-4	-5	-2	-1	0	-2	-4	3350	100 0

*ПСГ – повне службове гальмування; ЕГ – екстрене гальмування; АГ – автостопне гальмування.
** К – композиційні колодки; Ч – чавунні колодки

Додаток Б
(обов'язковий)

Схеми гальмових важільних передач вагонів

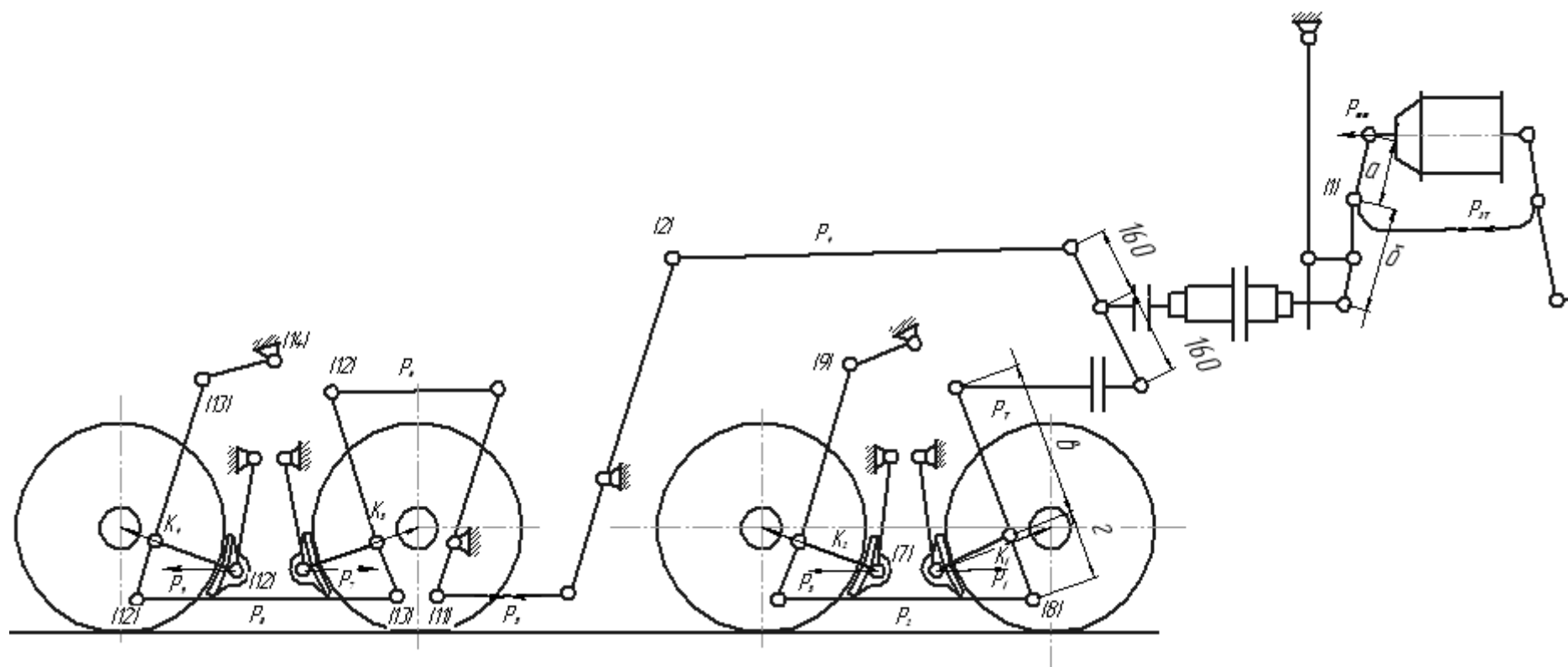


Рисунок Б.1 – Схема гальмової важільної передачі восьмивісного піввагона

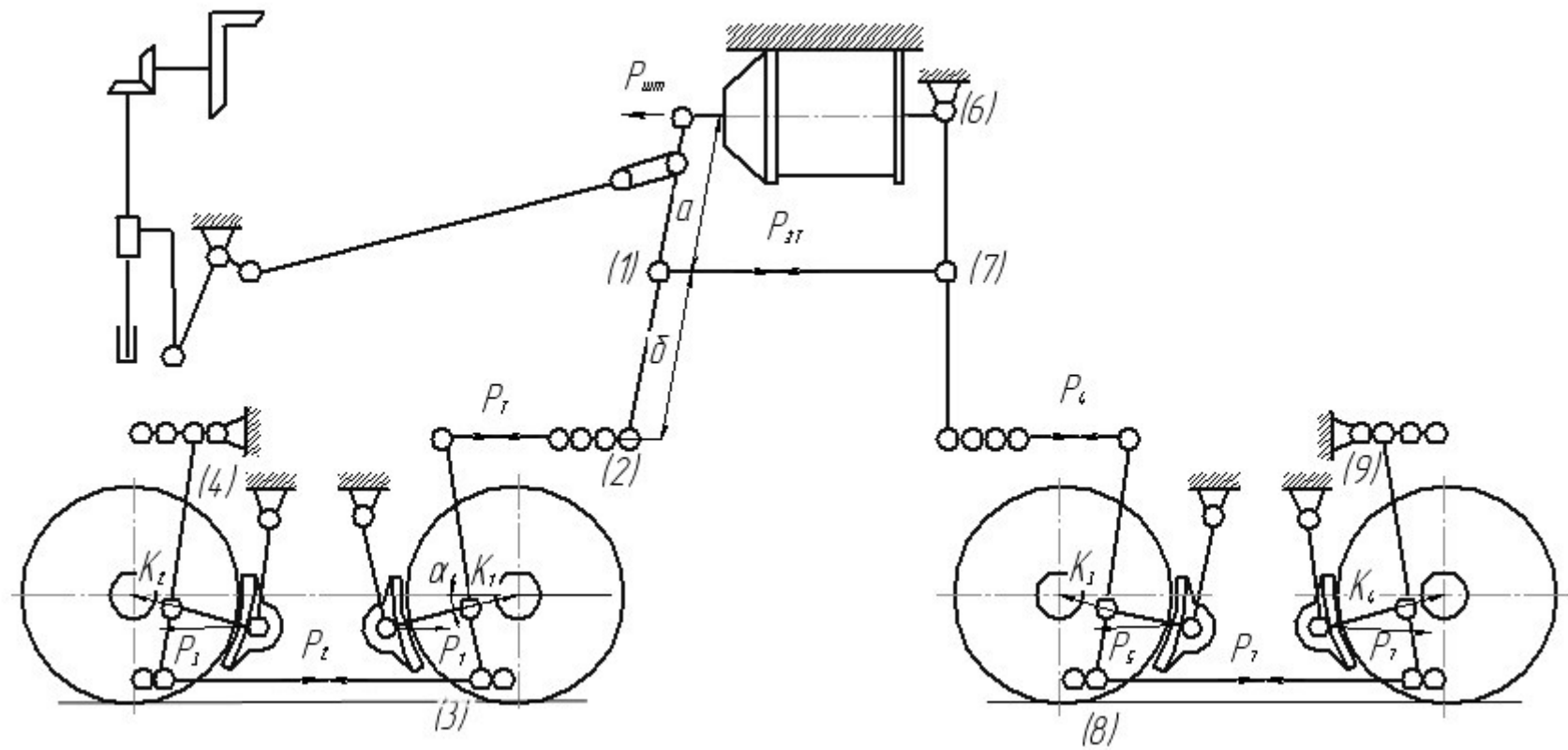


Рисунок Б.2 – Схема гальмової важільної передачі вантажного чотиривісного вагона

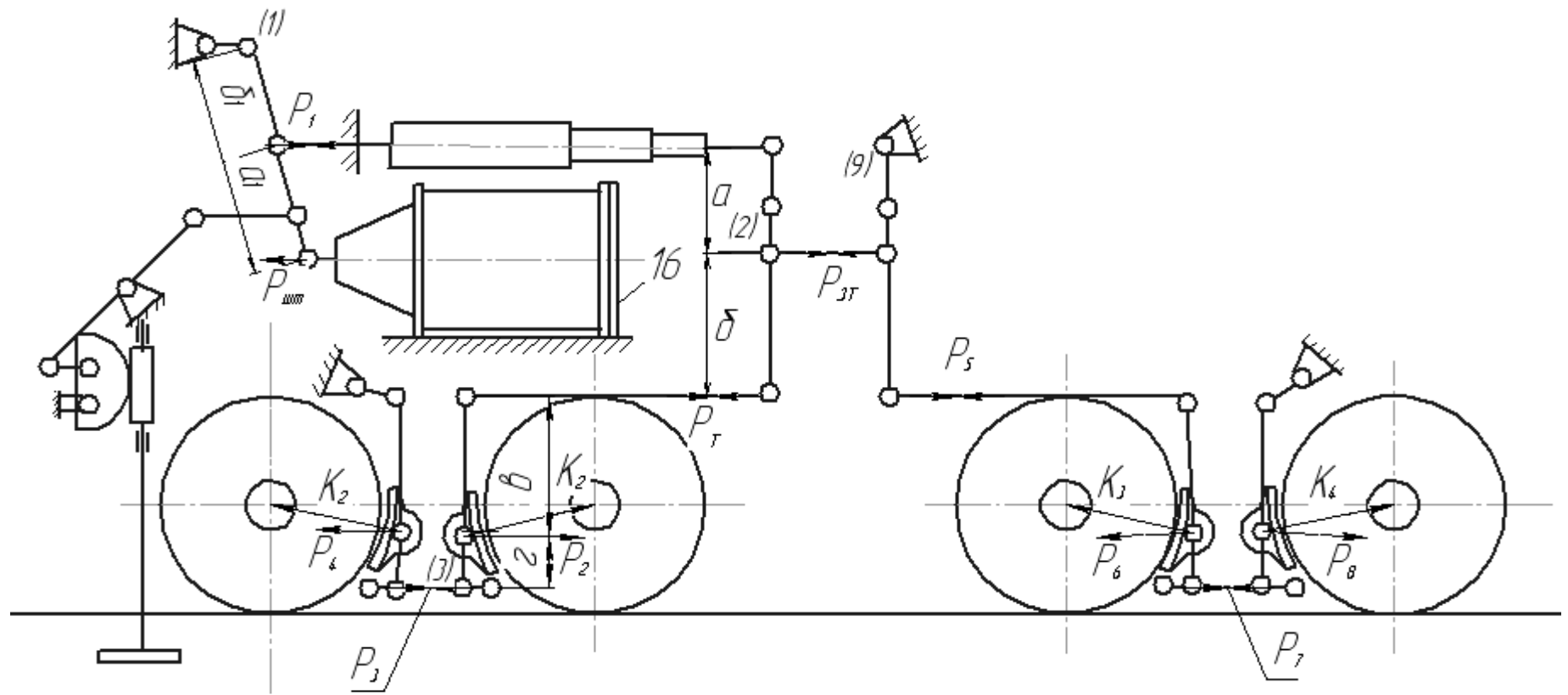


Рисунок Б.3 – Схема гальмової важільної передачі чотиривісного хопера

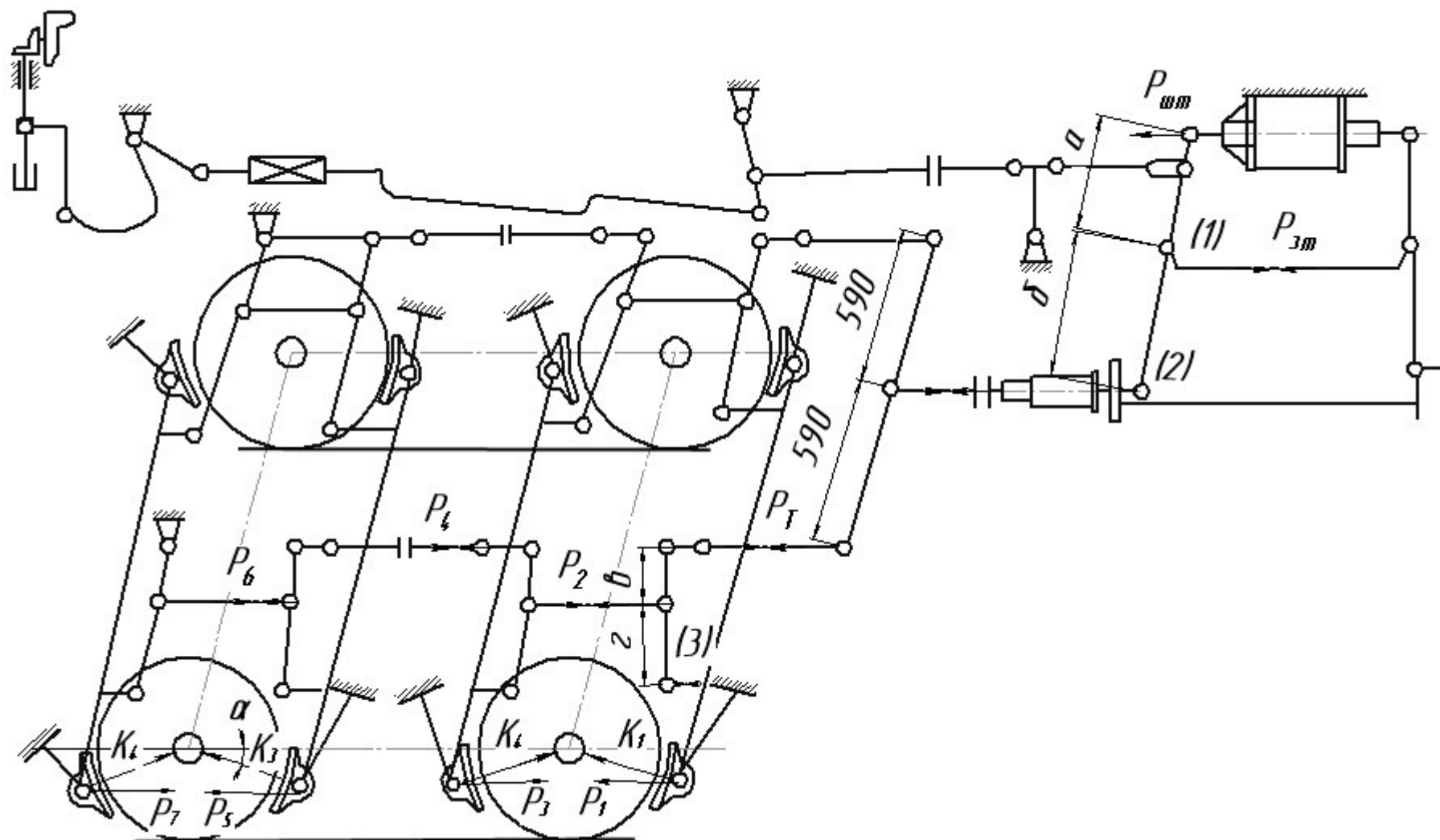


Рисунок Б.4 – Схема гальмової важільної передачі пасажирського СМВ

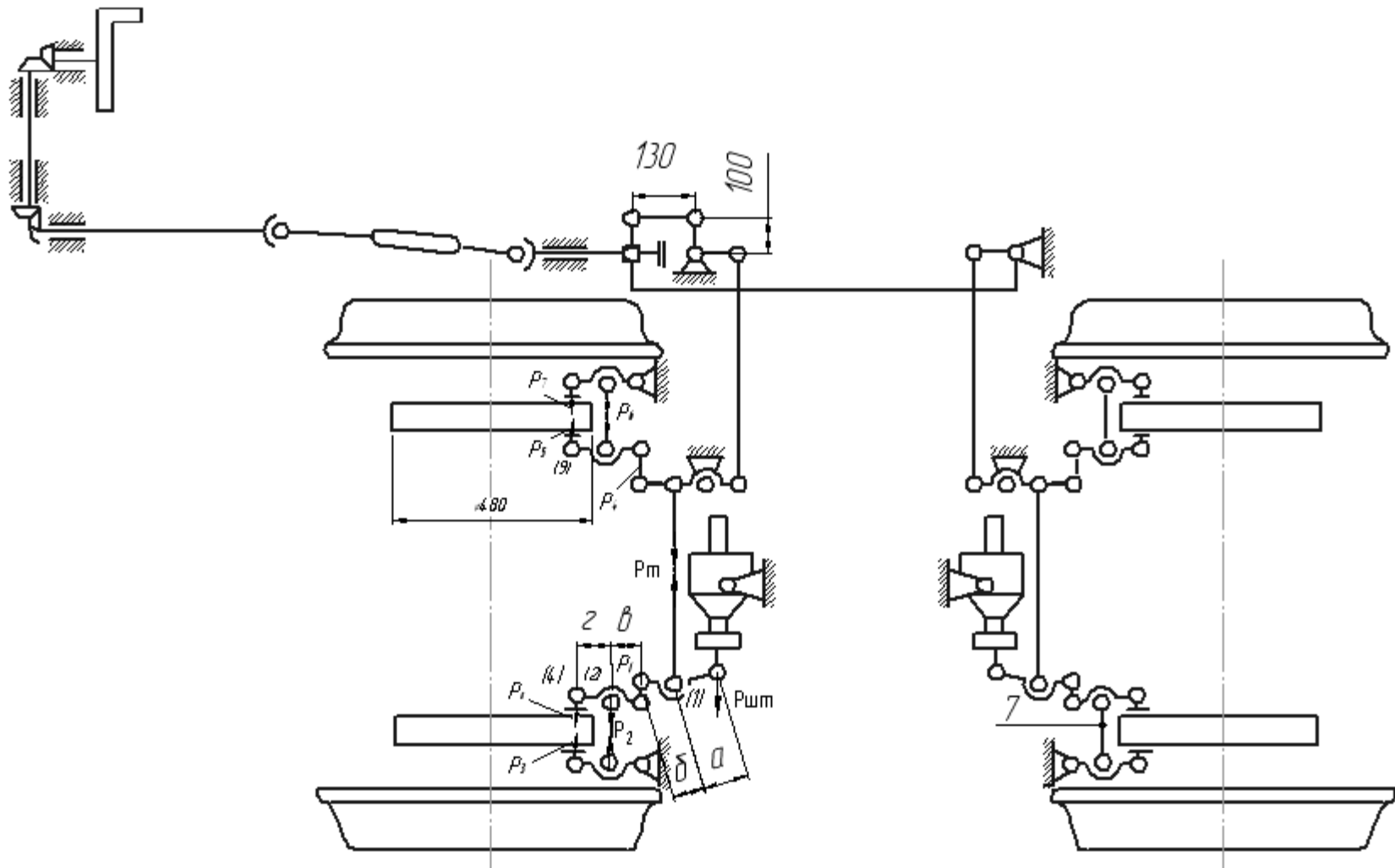


Рисунок Б.5 – Схема важільної передачі дискового гальма пасажирського СМВ

Додаток В (обов'язковий)
Геометричні характеристики гальмових важільних передач

Таблиця В.1 – Елементи гальмової важільної передачі вантажних вагонів

Назва елементів важільної передачі	Ескіз елемента	Тип вагона	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
					l	$h \times t$	a	b	d_1	d_2	d_3	e	c	R
1 Горизонтальний важіль з втулками		Кр	6,9	Ст.3	740	142×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	40
		Пв	4,45	Ст.3	574	110×14	195	305	40/30	45/36	–	–	–	32
		Пл	6,8	Ст.3	734	110×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	32
		Цс	6,745	Ст.3	734	120×14	260	400	40/30	45/36	–	–	–	32
2 Затяжка горизонтальних важелів з втулками (другий варіант) тільки у напіввагонів		Кр	6,884	Ст.3	1070	80×30	–	–	28	45/36	–	–	970	40
		Пв	23,63	Ст.3	1090	110×25	–	–	–	45/36	–	–	970	60
		Пл	6,6	Ст.3	1070	80×30	–	–	28	45/36	–	–	970	40
		Цс	6,63	Ст.3	1070	80×30	–	–	30	45/36	–	–	970	40
3 Тяга (велика) з втулками		Кр	15,71	Ст.3	4020	65×30	–	–	22	40/30	–	3505	55	32,5
		Пв	12,80	Ст.3	3450	65×30	–	–	22	40/30	–	2925	55	32,5
		Пл	15,0	Ст.3	3955	65×30	–	–	22	40/30	–	3275	55	32,5
		Цс	10,26	Ст.3	3650	55×25	–	–	22	40/30	–	2800	55	27,5

Примітки: 1 R – радіус закруглення кінців; h – товщина елемента.

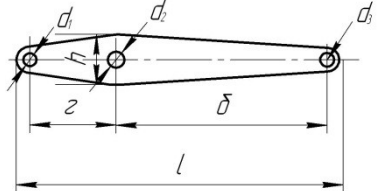
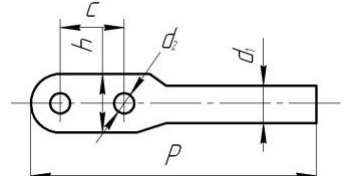
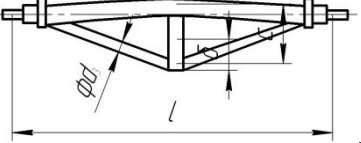
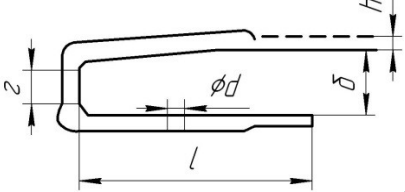
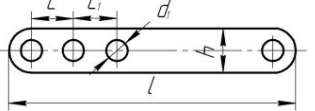
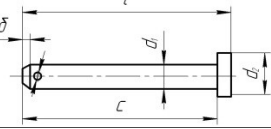
2 У графах d_1 і d_2 : чисельник – діаметр отвору елемента важільної передачі; знаменник – внутрішній діаметр втулки

Таблиця В.2 – Елементи гальмової важільної передачі пасажирських вагонів

Назва елементів важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм											
				l	$h \times t$	a	b	d_1	d_2	d_3	e	c	R		
1 Горизонтальний важіль з втулками		24,7	Ст.3	724	160×16	390	260	42/32	$\frac{50}{40}$	–	–	–	32		
2 Затяжка горизонтальних важелів з втулками		12,308	Ст.3	1465	60×32	–	–	30	$\frac{50}{40}$	–	1265	1375	45		
3 Тяга (велика) з втулками		17,333	Ст.3	3901	40×14	3870	160	42/32	22	–	3505	55	32,5		
											2925	55	32,5		
		13,951	Ст.3	3032	40×14	2995	160	42/32	22	–	–	–	3275	55	32,5
													2800	55	27,5
4 Балансирний важіль (варіант без втулок)		29,63	Ст.3	1254	190×25	590	590	$32A_5^{+0,34}$	$32A_5^{+0,34}$	$32A_5^{+0,34}$	–	–	32		
5 Тяга балансира з втулками		8,542	Ст.3	1874,5	75×20 45×14	215	105	42/32	22	1800	16,2	60	$\frac{37}{37,5}$		
		11,41	Ст.3	2874,5	75×20 45×14	215	105	42/32	22	2800	26,2	60	$\frac{37}{37,5}$		

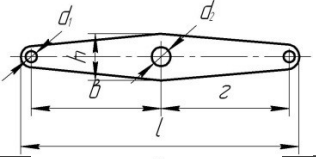
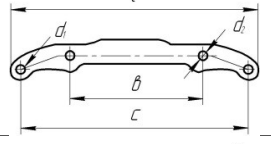
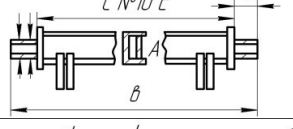
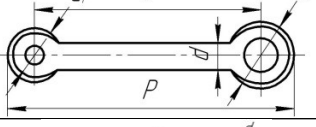
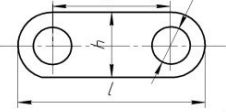
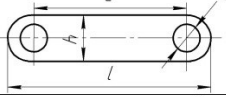
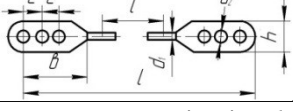
Примітки: 1 R – радіус закруглення кінців; h – товщина. 2 У тягах l – довжина стержня. 3 У графах значення d_1 і d_2 : чисельник – номінальний діаметр отворів без втулок, а знаменник – з втулками. 4 Посадка втулок ПРЗ3. 5 Посадка у шарнірах, що мають втулки А4/Х5. 6 Чистота обробки поверхні сполучених елементів у шарнірних з'єднаннях при рухомій посадці виконується за четвертим класом точності, а при пресовій – за шостим

Таблиця В.3 – Елементи гальмової важільної передачі візка моделі 18-100

Назва елементів важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
				<i>l</i>	<i>hxt</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>e</i>	<i>c</i>	<i>R</i>
1 Вертикальний важіль		5,77	Ст.3	632	120×14	400	160	40A ₇ ^{+0,62}	40A ₇ ^{+0,62}	30A ₇ ^{+0,5}	–	–	40/32
2 Розпірка вертикальних важелів		16,51	Ст.3	1195	75×25	–	–	50	40A ₇ ^{+0,62}	–	–	80	37,5
3 Триангель		42,97	Ст.3 15Л1	1607	–	–	–	33	40A ₅ ^{+0,34}	–	18 2	40 0	–
4 Підвіска башмака		3,8	Ст.3	338	71×18	138	75	25	32A ₇ ^{+0,62}	–	–	3,0 5	–
5 Серга мертвої точки		3,0	Ст.3	302	60×25	–	–	30A ₇ ^{+0,52}	–	–	–	45	30
6 Валик підвіски башмака			Стал ь 20	216	–	10	–	32B ₇ ^{-0,62}	45	8	–	21 0	–

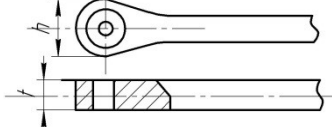
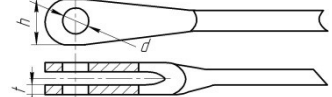
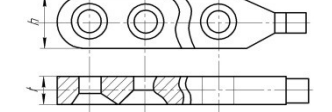
Примітка - *R* – радіус закруглення кінців; *h* – товщина елемента

Таблиця В.4 – Елементи гальмової важільної передачі візка КВ3-5 і КВ3-ЦНП

Назва елементів важільної передачі	Ескіз елементів	Маса, кг	Марка сталі	Розмір, мм									
				l	$h \times t$	e	e	d_1	d_2	d_3	e	c	R
1 Вертикальний важіль (з втулками)		4,93	Ст.3	540	120×14	230	230	$\frac{42}{32}$	$\frac{50}{40}$	–	–	–	35
2 Затяжка вертикальних важелів з втулками		14,592	Ст.3	970	105×20	350	25	$\frac{50}{40}$	$\frac{36}{26}$	–	40	850	50
3 Траверса з втулками		36,97	Ст.3	1740	8×25	1180	82	45	$55_{-0,6}^{-0,2}$	$\frac{42}{32}$	95	1514	–
4 Підвіска башмаків (з втулками)		5,714	Ст.3	530	–	–	–	36	$\frac{42}{32}$	$\frac{65}{55}$	–	450	$\frac{32,5}{47,5}$
5 З'єднувальна ланка траверси з втулками		1,5	Ст.3	175	70×20	–	–	$\frac{42}{32}$	–	–	–	105	35
6 Підвіска затяжки з втулками		1,8	Ст.3	270	60×14	–	–	$\frac{36}{26}$	–	–	–	200	30
7 Тяга з втулками		9,126	Ст.3	1990	80×20	205	–	22	$\frac{42}{32}$	–	1310	60	40

Примітки: 1 R – радіус закруглення кінців; h – товщина. 2 У тягах l – довжина стержня. 3 У графах значення d_1 , d_2 і d_3 - чисельник означає номінальний діаметр отворів без втулок, а знаменник – з втулками. 4 Посадка втулок ПРЗ₃. 5 Посадка у шарнірах, окрім цапф траверси А₄/Х₅. 6 Чистота обробки поверхонь спряження елементів у шарнірних з'єднаннях при рухомій посадці виконується за четвертим класом точності, а при пресовій – за шостим класом

Таблиця В.5 — Розміри перетинів крізь отвір під валик елементів гальмових важільних передач вагонів

Діаметр отвору під валик d , мм	Ширина перетину h , мм	Товщина перетину t , мм	Елемент важільної передачі
22*; 24 28; 30; 32; 35; 38; 40 40; 42 40; 45; 50 42; 45	50 50 55 65 85	16 25 25 25 30	Головка тяг і затяжок (стержневих). Тип 1 
25 28; 35; 38 30; 40; 42 40; 42	55 65 70 75 75	45 41; 51 51; 57 50 50; 55; 61	Головка тяг і затяжок (стержнева). Тип 2 
42; 45 30; 32; 35; 40; 42; 45 30; 32; 35; 40; 42; 45	85 65; 75 20; 25 80 75; 80	61 20; 25 30 20; 25 30; 32	Головка тяг і затяжок (стержнева). Тип 3 
30 32 40 42 42 45 50	64 64; 190 64; 80; 120 70 64 120; 140 160; 120	14 25 14 14 16 14 16; 14	Важіль
36; 50 45	105 110	20 25	Затяжка (пластинчаста)
30 42	60 70	25 20	Серга
32 36	70 60	18 14	Підвіска

* Розміри вказані для головок без зносостійких втулок для стоянкових і ручних гальм

Додаток Д (обов'язковий)

Таблиця Д.1 – Розрахунок довжини гальмівного шляху

$V,$ км/год.	φ_k	$B_{\Gamma},$ Н/ кН	$t_{\text{п}},$ с	$S_{\text{п}},$ м	$V_c,$ км/ год	φ_k	$B_{\Gamma},$ Н/к Н	$w''_0,$ Н/кН	$w_x,$ Н/к Н	$w_{ox},$ Н/кН	$w_{ox} + B_{\Gamma} \pm i_c,$ Н/кН	$V_{\text{п}} \rightarrow V_{\text{к}}$	$41,7(V_{\text{п}}^2 - V_{\text{к}}^2)$	$\Delta S_{\text{д}},$ м	$S_{\text{д}},$ м	$S_{\Gamma},$ м
140					135							140...130	112590			
130					125							130...120	104250			
120					115							120...110	95910			
110					105							110...100	87570			
100					95							100...90	79230			
90					85							90...80	70890			
80					75							80...70	62550			
70					65							70...60	54210			
60					55							60...50	45870			
50					45							50...40	37530			
40					35							40...30	29190			
30					25							30...20	20850			
20					15							20...10	12510			
10					5							10...0	4170			

Примітки:

1 Для вантажних і пасажирських поїздів $\zeta=120$ км · Н/(год² · Н), для електропоїздів $\zeta = 119$ км · Н/(год² · Н), тепловозів 114 км · Н/(год² · Н), електровозів 107 км · Н/(год² · Н).

2 При визначенні $S_{\text{д}}$ підсумування $\Delta S_{\text{д}}$ виконується знизу доверху і записується у стовпчику $S_{\text{д}}$ навпроти початкових швидкостей.

3 Для побудови графіка залежності гальмівного шляху від швидкості $S_{\Gamma} = f(v)$ визначається шлях підготовки гальм $S_{\text{п}}$ для початкової швидкості в кожному інтервалі. Гальмівний шлях при гальмуванні з початкових швидкостей інтервалів буде $S_{\Gamma} = S_{\text{п}} + S_{\text{д}}$

