

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра інженерії вагонів та якості продукції

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**для складання рівнянь передавального числа
гальмових важільних передач рухомого складу**

Харків 2026

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри інженерії вагонів та якості продукції 30 березня 2026 р., протокол № 11.

Для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності J7 «Залізничний транспорт» ОП «Вагони та транспортна інженерія» і «Локомотиви та локомотивне господарство» з освітньої компоненти «Автогальма рухомого складу» усіх форм здобуття освіти.

Укладач

проф. В. Г. Равлюк

Рецензент

директор Державного підприємства
«Український науково-дослідний
інститут вагобудування»,
доктор технічних наук,
старший дослідник

Олександр САФРОНОВ

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ | 4 |
| 1 Методика складання рівнянь для визначення передавального числа важільної передачі | 6 |
| 2 Чинники, що впливають на зміну передавального числа рухомого складу в експлуатації | 11 |
| 2.1 Зношування шарнірних з'єднань важільної системи | 11 |
| 2.2 Деформації важелів і тяг | 12 |
| 2.3 Розбалансування конструкції через несиметричне регулювання | 12 |
| 2.4 Нерівномірний знос гальмових колодок і коліс | 13 |
| 2.5 Кліматичні та температурні впливи | 13 |
| 2.6 Несправності системи автоматичного регулювання зазора між гальмовою колодкою і колесом | 14 |
| 2.7 Нерівномірна жорсткість елементів передачі | 15 |
| Приклад 1 | 15 |
| Приклад 2 | 20 |
| Приклад 3 | 25 |
| Список літератури | 27 |
| Додаток А (довідковий) | 29 |
| Додаток Б (довідковий) | 31 |

ВСТУП

Правильно вибране передавальне число гальмової важільної передачі (ГВП) має визначальне значення для ефективної та надійної роботи гальмової системи рухомого складу, а також забезпечення необхідного рівня гальмової сили в реальних умовах експлуатації. Від величини передавального числа безпосередньо залежать умови реалізації гальмового зусилля, рівномірність зносу гальмових елементів і стабільність гальмування поїзда.

Особливої актуальності питання визначення передавального числа набуває у зв'язку із впровадженням композиційних гальмових колодок, які мають відмінні фізико-механічні характеристики порівняно з чавунними. Відомо, що оснащення рухомого складу такими колодками потребує корегування передавального числа ГВП з метою забезпечення нормативних гальмових зусиль і запобігання перевантаженню елементів гальмової системи.

Під час виконання курсового проєкту і контрольної роботи з освітньої компоненти «Автоматичні гальма рухомого складу» передбачено визначення передавального числа ГВП як одного з важливих етапів розрахунку механічної частини гальма. Це дає змогу здобувачам закріпити теоретичні знання про конструктивні особливості і принцип дії гальмових механізмів, а також набути практичних навичок інженерних розрахунків.

Водночас аналіз виконання студентських робіт свідчить, що під час складання рівнянь для визначення передавального числа конкретних важільних передач вагонів і локомотивів виникають суттєві труднощі. Часто припускаються помилок, зумовлених відсутністю в навчальній літературі чіткої, послідовної, теоретично обґрунтованої методики складання відповідних розрахункових залежностей.

У методичних вказівках наведено один із можливих підходів щодо складання рівнянь, що визначають передавальні числа ГВП, із детальними поясненнями та прикладами розрахунків. Запропонована методика може бути використана не лише в навчальному процесі, а і під час виконання практичних розрахунків важільних передач вагонів, локомотивів, а також різних механізмів, у яких зміна зусиль і переміщень здійснювана за рахунок різниці плечей важелів.

1 МЕТОДИКА СКЛАДАННЯ РІВНЯНЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ЧИСЛА ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Гальмова важільна передача (ГВП) рухомого складу є складною багатоланковою механічною системою, яка в процесі тривалої експлуатації зазнає дії як зовнішніх експлуатаційних впливів, так і внутрішніх змін, зумовлених зношуванням, пластичними та пружними деформаціями елементів, а також нерівномірним розподілом навантажень. Сукупна дія цих чинників призводить до відхилення фактичного передавального числа від номінального значення, що безпосередньо впливає на ефективність гальмування та рівень безпеки руху поїздів.

Передавальне число є основною технічною характеристикою ГВП. Величина передавального числа залежить від розмірів ведучих і ведених плечей важелів гальмової передачі.

Передавальне число n гальмової важільної передачі показує в скільки разів збільшується сила, що розвивається на штоку гальмового циліндра, змінюється за допомогою важелів і передається до гальмових колодок або накладок:

$$n = \frac{\sum K}{P_{ум}}, \quad (1)$$

де $\sum K$ – сумарне натиснення всіх гальмових колодок, які приєднані до гальмового циліндра, кН;

$P_{ум}$ – зусилля, що розвивається на штоку гальмового циліндра, кН.

$$\sum K = P_{ум} \cdot n, \quad (2)$$

Зусилля, що розвивається на штоку гальмового циліндра, визначають за формулою

$$P_{ум} = P_{ц} \cdot \frac{\pi d_{ц}^2}{4} \cdot \eta_{ц} - (P_{\epsilon} + L_{ум} \cdot Ж_{ц}), \quad (3)$$

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

$d_{ц}$ – внутрішній діаметр циліндра, мм;

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

P_{ϵ} – зусилля попереднього стиснення попускної пружини гальмового циліндра (таблиця Б.1), Н;

$L_{ум}$ – максимальний вихід штока гальмового циліндра (таблиці А.1, А.2), мм;

$Ж_{ц}$ – жорсткість попускної пружини (таблиця Б.1), Н/мм.

Для складання рівнянь передавального числа використовують розрахункову схему важільної передачі, що перебуває в стані рівноваги. Рівняння мають включати співвідношення довжин ведучих і ведених плечей важелів, записані на підставі відомих законів теоретичної механіки. Тут розглянуто послідовність передавання зусилля від штока гальмового циліндра через елементи важільної передачі на конкретні шарніри важелів (і в остаточному підсумку на гальмові колодки) на підставі рівнянь статички, у яких ураховано рівність моментів сил на ведучому і веденому плечах кожного важеля відносно точки повороту.

У важільних гальмових передачах локомотивів і вагонів в основному застосовують тришарнірні важелі першого і другого роду. Відомо, що характерною рисою важеля першого роду є розташування точки повороту важеля в середній його частині (рисунок 1), а для важеля другого роду – на кінці важеля (рисунок 2).

Важіль являє собою твердий елемент певної довжини, що має точку навантаження 1, точку повороту 2 і точку передавання зусилля 3. У конструкціях ГВП ці точки являють собою шарніри (циліндричні пальці, вставлені в отвори важелів).

Довжини плечей, на які діють зусилля P і F (відносно точки повороту важеля), і визначають передавальне відношення конкретного важеля. На підставі цього можна сформулювати таке правило, що дає змогу визначити довжини ведучого і веденого плечей важелів будь-якого роду:

– ведуче плече – це відстань по важелю від точки прикладання зусилля до точки повороту (опори) цього важеля;

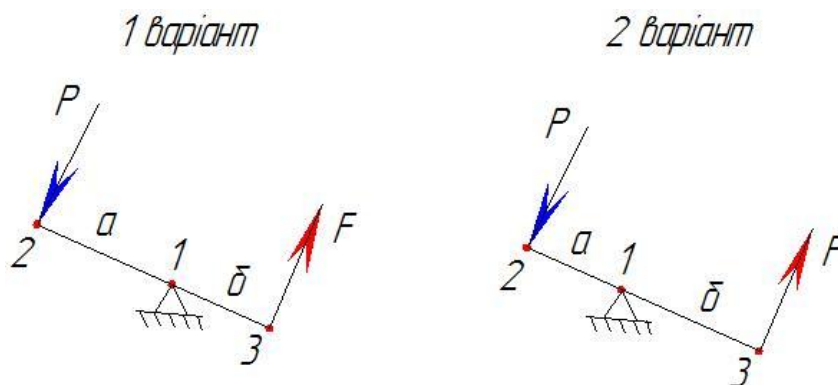
– ведене плече – це відстань по важелю від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля до інших елементів важільної передачі в бік розглянутої гальмової колодки.

Передавальне відношення будь-якого важеля в цьому випадку можна обчислити за формулою

$$n = \frac{l_{вч}}{l_{вд}}, \quad (4)$$

де $l_{вч}$ – довжина ведучого плеча, мм;

$l_{вд}$ – довжина веденого плеча, мм.



P – зусилля, що навантажує важіль; F – зусилля, що передає важіль (реакція на зусилля P , пропорційне відношенню плечей важеля); $a, б$ – відстані між суміжними шарнірами; 1 – точка повороту важеля; 2 – точка прикладення зусилля до важеля; 3 – точка передавання зусилля від важеля

Рисунок 1 – Відмінні риси передавання зусиль важелями першого роду

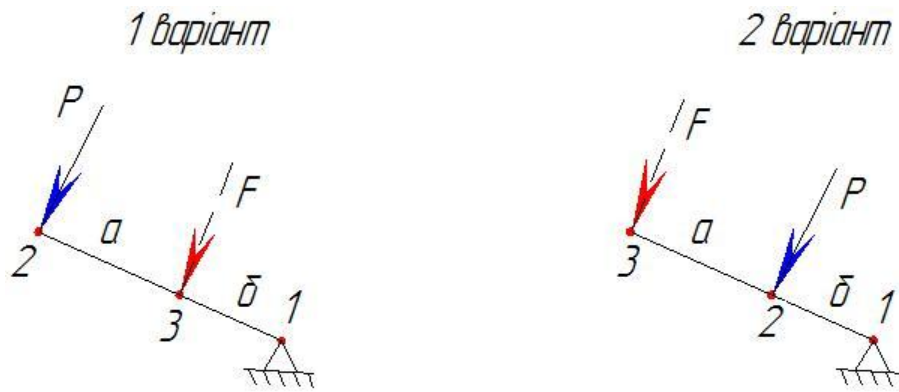


Рисунок 2 – Відмінні риси передавання зусиль важелями другого роду

Відповідно до цього правила передавальне число важелів, що зображені на рисунках 1 і 2, запишемо так:

а) для важеля першого роду:

– перший варіант — $n = \frac{a}{b}$;

– другий варіант — $n = \frac{a}{b}$;

б) важелів другого роду:

– перший варіант — $n = \frac{a+b}{b}$;

– другий варіант — $n = \frac{a}{a+b}$.

Усі ці вирази записані на підставі того, що ведуче плече (чисельник) — це відстань від точки прикладення зусилля P важеля до точки повороту, а ведене плече (знаменник) — це відстань від тієї самої точки повороту важеля до точки передавання зусилля.

Для системи важільної передачі, що включає декілька послідовно з'єднаних важелів, передавальне число визначають як добуток таких виразів усіх важелів, що послідовно передають зусилля від штока гальмового циліндра до розглянутої гальмової колодки.

Такий прийом дає змогу порівняно просто скласти рівняння для визначення передавального числа важільної передачі будь-якої складності.

Під час складання рівнянь передавальних чисел необхідно пам'ятати, що у важільній передачі в процесі гальмування (послідовності її спрацьовування) той самий важіль може передавати зусилля для однієї колодки як важіль першого роду, а для іншої — як важіль другого роду або навпаки. Це визначають, аналізуючи послідовність дії важільної передачі і правильно визначаючи точки повороту, навантаження і передавання зусилля до конкретної колодки.

Зважаючи на ту обставину, що ГВП забезпечує однакові натискання гальмових колодок на всі колеса, можна перевірити правильність складання рівнянь через скорочення елементів множників (якщо це можливо). Після скорочення отримують алгебраїчні вирази однакового виду або однакові числові значення передавальних чисел до кожного колеса або колісної пари.

Як приклад складемо рівняння для обчислення передавального числа ГВП локомотива і вагона.

2 ЧИННИКИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЗМІНУ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ЧИСЛА РУХОМОГО СКЛАДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1 Зношування шарнірних з'єднань важільної системи

Одними з найбільш навантажених елементів ГВП є шарнірні з'єднання, через які здійснюється передавання зусилля від гальмового циліндра до гальмових колодок. У процесі експлуатації шарніри зазнають циклічних навантажень, ударних впливів і мікровібрацій, що призводить до поступового зношування контактних поверхонь.

Основними проявами цього процесу є:

- збільшення діаметра отворів у важелях;
- зменшення посадкового натягу валиків;
- зростання зазорів між сполученими деталями.

Із часом зазор у кожному окремому шарнірі може досягати від 0,5 до 1,0 мм. Для багатоланкової важільної передачі, наприклад такої, що містить чотири послідовно з'єднані елементи (важелі, тяги, зтяжки тощо), сумарна геометрична похибка може становити від 2 до 4 мм у зоні прикладання сили до гальмової колодки. Це, зокрема, призводить до зміни фактичного передавального числа на 0,2 – 0,4 одиниці.

У результаті спостерігають зниження загальної ефективності передачі, нерівномірний розподіл навантаження між колодками різних боків вагона, а також зменшення сумарної гальмової сили, що супроводжено збільшенням гальмового шляху.

2.2 Деформації важелів і тяг

Важелі та тяги ГВП рухомого складу зазвичай виготовляють зі сталевих профілів, які в умовах експлуатації можуть зазнавати як пружних, так і залишкових деформацій. Основними причинами таких деформацій є ударне гальмування, перекося під час монтажу, тривале втомне навантаження, а також корозійне пошкодження металу.

Унаслідок вигинання або подовження тяг змінюється геометрія плечей важелів, що безпосередньо впливає на передавальне число. Так, подовження тяги на 5 мм за її номінальної довжини 500 мм відповідає зміні геометрії приблизно на 1 %, що може спричинити зміну сили натиснення гальмової колодки на від 5 до 10 %. Найбільш критичним цей ефект є в крайніх положеннях передачі, де виникає явище нерівноваженого гальмування.

2.3 Розбалансування конструкції через несиметричне регулювання

Однією з найпоширеніших причин зміни фактичного передавального числа є людський чинник під час регулювання ГВП. Неправильне встановлення довжини тяг або несиметричне регулювання плечей важелів призводить до суттєвого дисбалансу роботи гальмової системи.

За таких умов:

- сила натиснення на одну з колодок може перевищувати протилежну на 25-30 %;
- порушена паралельність роботи важелів, що спричиняє «косий» контакт колодки з поверхнею кочення колеса;
- виникає клинодувальний знос колодок, що спричиняє зменшення площі контакту колодки з поверхнею кочення колеса;

– колодка працює зі зміщенням відносно робочої поверхні, що призводить до прискореного зносу.

Особливо небезпечним є такий стан у гальмових системах із великою кількістю колодок (наприклад вісім колодок і більше), де відхилення в одному місці передається всій групі.

2.4 Нерівномірний знос гальмових колодок і коліс

У процесі експлуатації гальмові колодки зазнають поступового зношування. За відсутності справної системи автоматичного регулювання зазорів або її несправності відстань між колодкою і колесом починає істотно відрізнятись для різних елементів системи.

За таких умов колодка з меншим зазором вступає в контакт із колесом раніше та сприймає основне гальмове навантаження, тоді як інші колодки можуть практично не брати участі в процесі гальмування. Виникає ефект так званого «плаваючого гальма».

Додатково на роботу ГВП впливає нерівномірний знос поверхні кочення коліс, зумовлений клиноподібним або дуальним зносом колодок, а також локальними дефектами. Це призводить до зміни умов контакту і локальних коливань ефективного передавального числа.

2.5 Кліматичні та температурні впливи

Температурні коливання навколишнього середовища, особливо характерні для зон із різким континентальним кліматом, істотно впливають на геометричні параметри елементів ГВП. Для сталевих деталей коефіцієнт лінійного теплового розширення становить $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

Зі зміною температури на $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ тяга довжиною 1000 мм подовжується приблизно на 0,5 мм, що може призвести до зміни ефективної сили натиснення на 1,5 – 2 %. В умовах роботи на граничних режимах такі відхилення є суттєвими.

Крім того, у зимовий період можливе заледеніння шарнірів, що викликає їх заклинювання і асиметрію руху тяг, тоді як у літній період перегрів сприяє розширенню отворів і зростанню зазорів.

2.6 Несправності системи автоматичного регулювання зазора між гальмовою колодкою і колесом

Автоматичні пристрої регулювання зазора між гальмовою колодкою та поверхнею кочення колеса є одним із основних елементів сучасних гальмових систем залізничного рухомого складу. Їхнім основним призначенням є підтримання нормативного значення зазора під час експлуатації через автоматичну компенсацію зносу гальмових колодок, що забезпечує стабільність гальмових характеристик і підвищує безпеку руху поїздів.

На вітчизняному рухомому складі найбільшого поширення набули авторегулятори односторонньої дії умовних номерів № 574Б і № 675, конструкція яких передбачає поетапне підведення гальмових колодок до коліс з їх зношуванням. За умови справної роботи цих пристроїв досягнуто вирівнювання зазорів між окремими колодками та забезпечено більш рівномірний розподіл сил натиснення в ГВП.

У разі порушення працездатності авторегуляторів автоматична компенсація зносу гальмових колодок припиняється, що призводить до поступового зростання та нерівномірності зазорів між колодками і колесами. За таких умов різниця зазорів між окремими гальмовими колодками може досягати 10 – 15 мм, що спричиняє випередження роботи

одних колодок відносно інших і нерівномірний розподіл зусиль у ГВП. Наслідком цього є неконтрольована зміна фактичного передавального числа системи навіть за умови правильного конструктивного регулювання, що негативно позначається на ефективності гальмування та довговічності елементів гальмової системи в цілому.

2.7 Нерівномірна жорсткість елементів передачі

Матеріали важелів і тяг мають певну пружність, яка з часом змінюється внаслідок утоми металу, корозії або накопичення пошкоджень. Зниження жорсткості окремих елементів призводить до збільшення деформацій за тих самих навантажень.

Якщо одна з тяг деформується сильніше за інші, виникає механічна асиметрія передавання зусилля, яку складно виявити без спеціальних вимірювань або повної ревізії вузла.

Отже, під час експлуатації гальмових систем вантажного і пасажирського рухомого складу має місце сукупна дія низки чинників, що зумовлюють зміну фактичного передавального числа ГВП. Урахування цих чинників із технічним обслуговуванням, модернізацією конструкцій і розробленням діагностичних систем є необхідною умовою гарантування ефективного, збалансованого та безпечного гальмування на залізничному транспорті.

ПРИКЛАД 1

Важільна передача локомотива, що зображена на рисунку 3, отримує зусилля від штока *I* гальмового циліндра і за допомогою важелів *2, 3, 4, 5, 6, 7*, тяг (які працюють на розтягання) *8, 9 і 10*, розпірок (які працюють на стиск) *11 і 12* рівномірно передає його на гальмові колодки *I, II і III*.

Розміри плечей кожного важеля від верхнього шарніра до середнього і від середнього шарніра до нижнього позначимо $a, б, в, м, д, е, ж, з, к, л, м, н$.

Складемо рівняння передатного відношення для гальмової колодки I .

Зі схеми (рисунок 3) видно, що зусилля від штока I гальмового циліндра до колодки I передається через важелі $a-б$ і $в-г$. Із виходом штока з гальмового циліндра важіль $a-б$ буде повертатися навколо середнього шарніра так, щоб плечем $б$ створити переміщення тяги 8 і передати зусилля на важіль $в-г$, від якого колодка I отримає переміщення до колеса і буде до нього притиснута. Отже, наше рівняння має містити два співвідношення, одне для важеля $a-б$, інше для важеля $в-г$.

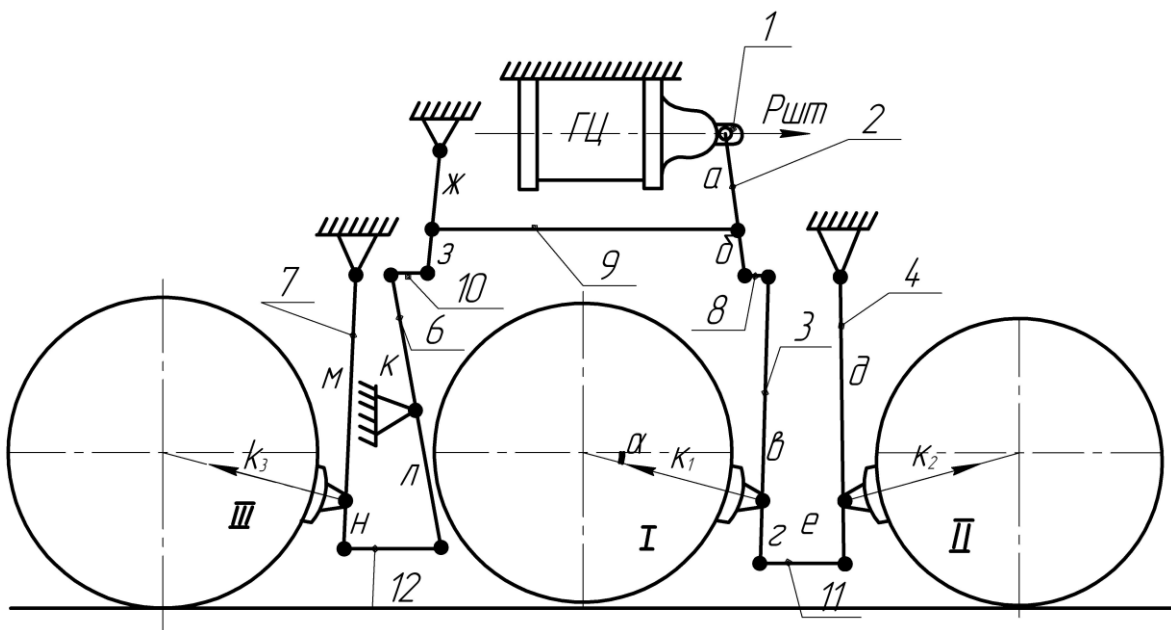


Рисунок 3 – Схема важільної передачі локомотива

Скласти їх рекомендовано по ходу передавання зусилля. Спочатку необхідно точно встановити по кожному важелю, яка точка із трьох є точкою повороту, точкою прикладання зусилля і точкою передавання зусилля. На підставі аналізу дії важільної передачі від штока гальмового

циліндра встановлюють, що точкою повороту першого важеля буде середній його шарнір, а другого важеля — нижній шарнір, відповідно верхні шарніри цих важелів будуть точками прикладання зусилля. Точка передавання зусилля з першого важеля — нижня, а другого — середня (для передавання зусилля на колодку I).

Потім, за правилом складання рівняння (4), отримуємо ведуче плече як відстань від точки прикладання зусилля (верхній шарнір важеля 2) до точки його повороту (середній шарнір), а ведене плече — як відстань по важелю від тієї самої точки повороту (середній шарнір) до тяги δ . Отже, передавальне число цього важеля буде — $\frac{a}{b}$.

Після цього зусилля через точку δ передається на важіль 3 (верхній його шарнір). Цей шарнір буде точкою прикладання зусилля. Зусилля має бути передане на колодку I , що приєднана до середнього шарніра важеля 3. Отже, цей шарнір буде точкою передавання зусилля. Нижній шарнір цього важеля в цьому випадку буде точкою повороту.

Відповідно до правила складання рівняння (4), отримаємо для чисельника (ведуче число) відстань від точки прикладання зусилля до точки повороту, яке дорівнює $b + z$; для знаменника (ведене плече) - відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля, яке дорівнює z . Відношення цього важеля буде складати — $\frac{b + z}{z}$.

Отже, отримуємо передавальне відношення до колодки I .

$$n_I = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{b + z}{z} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (5)$$

Після притиснення цієї колодки до колеса важіль 3 почне повертатися навколо середньої точки, тобто він почне працювати як важіль першого роду з прикладенням зусилля до нього у верхній точці й

передаванням зусилля з нижньої точки на розпірку *II*. Отже, його відношення для колодки *II* стане $\frac{b}{z}$. Важіль 4, від якого передається зусилля із середнього шарніра на колодку *II*, може повертатися тільки навколо верхнього шарніра. Тож відстань від точки прикладення зусилля (нижньої) до точки повороту (верхньої) визначає довжину ведучого плеча $e + d$, а відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля на колодку (середньої) дає довжину веденого плеча, яка дорівнює d . Отже, відношення цього важеля буде $\frac{e + d}{d}$.

Повне передавальне число від штока гальмового циліндра до колодки *II* буде визначено з рівняння

$$n_{II} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z} \cdot \frac{e + d}{d} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (6)$$

Після притиснення до коліс колодок *I* і *II* нижня точка важеля 2 більше не може переміщатися вліво, і він починає повертатися навколо нижнього свого шарніра (тобто тепер він працює як важіль другого роду для передавання зусилля до колодки *III*). Його відношення в цьому випадку замість $\frac{a}{b}$ стає $\frac{a + b}{b}$, тому що $a + b$ є відстанню від точки прикладення зусилля (верхня) до точки повороту (нижня), a і b — відстанню від точки повороту до точки передавання зусилля на зтяжку 9 у бік колодки *III*. Далі від зтяжки 9 отримує зусилля важіль 5, що працює як важіль другого роду з передавальним відношенням $\frac{Ж}{Ж + з}$, тому що його ведуче плече — це відстань від середньої точки до верхньої, а ведене — від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля на тягу 10.

Важіль 6 першого роду з прикладеним зусиллям до верхнього шарніру від тяги 10 передає зусилля на розпірку 12 у бік колодки III. Його відношення дорівнює $\frac{к}{л}$.

Важіль 7 — другого роду з прикладеним зусиллям до нижнього шарніра від розпірки 12. Отже, його відношення, за аналогією з вище наведеними міркуваннями, можна записати як $\frac{н + м}{м}$.

Остаточне рівняння, що визначає передавальне число важільної передачі до колодки III, набуває вигляду

$$n_{III} = \left(\frac{а + б}{б} \cdot \frac{ж}{ж + з} \cdot \frac{к}{л} \cdot \frac{н + м}{м} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (7)$$

Загальне передавальне число важільної передачі, наведене на рисунку 3, набуває такого вигляду після відповідних перетворень:

$$n_{заг.} = n_I + n_{II} + n_{III}, \quad (8)$$

За правильно сконструйованої важільної передачі має бути дотримане рівність $n_I = n_{II} = n_{III}$ для забезпечення рівномірного натискання всіх колодок.

ПРИКЛАД 2

Розглянемо наведену на рисунку 4 схему важільної передачі восьмивісного вагона і складемо рівняння для обчислення передавального числа.

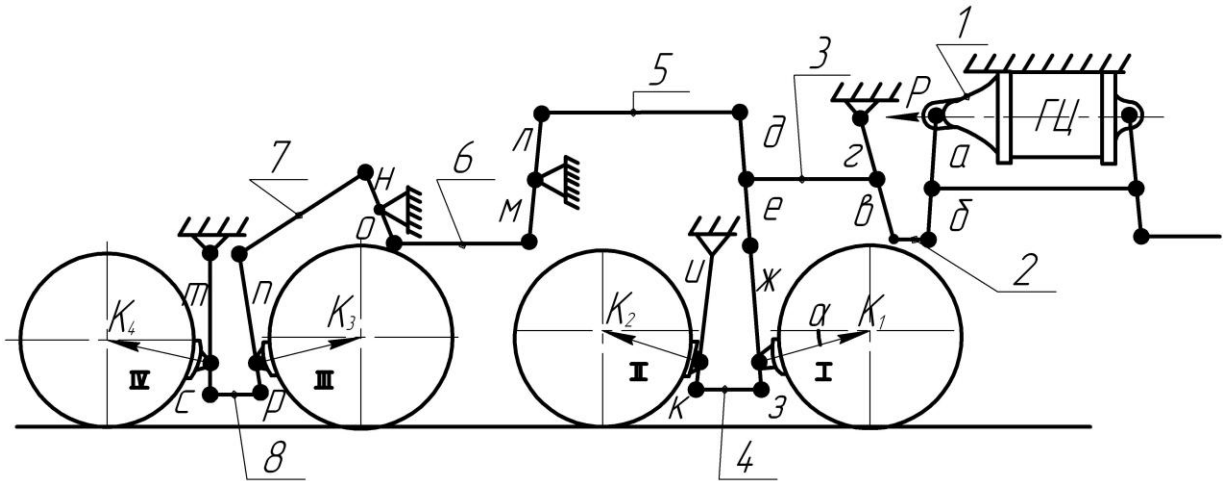


Рисунок 4 – Схема важільної передачі восьмивісного вагона

Складемо рівняння для колодки *I*.

Зі схеми видно, що зусилля від штока гальмового циліндра до колодки *I* передається через важелі *a–б* ; *в–г* ; *д–е* ; *ж–з* . Тож рівняння має містити відношення плечей цих важелів. Визначаємо їх послідовно по ходу передачі зусилля. У цьому випадку на важелі *a–б* верхня точка — точка прикладення зусилля від штока гальмового циліндра; середня — точка повороту; нижня — точка передавання зусилля на тягу *2* у бік колодки *I*. Тоді, за правилом складання рівнянь, відстань від точки прикладення зусилля до точки повороту є ведучим плечем, а відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля — веденим плечем, отже, його відношення буде $\frac{a}{б}$.

Після цього зусилля передається через тягу *2* на важіль *в–г* у нижню його точку. Відповідно, середня точка є точкою передавання

зусилля, а верхня — точкою повороту. У цьому випадку, за тим самим правилом, ведучим плечем буде відстань від точки прикладення зусилля (нижня) до точки повороту (верхня), тобто $\mathcal{B} + \mathcal{Z}$, а веденим плечем стане відстань від тієї самої точки повороту (верхня) до точки передавання зусилля (середня), тобто плече \mathcal{Z} , а отже, і відношення цього важеля буде $\frac{\mathcal{B} + \mathcal{Z}}{\mathcal{Z}}$.

Далі зусилля передається через тягу \mathcal{Z} на важіль $\mathcal{D} - e$ в середню його точку. Це зусилля має бути передане в бік колодки I , тому точкою передавання зусилля буде нижня його точка, а третя точка, верхня, відповідно, має бути точкою повороту. Тоді, за правилом, відстань від точки прикладення зусилля (середньої) до точки повороту (верхньої) — ведуче плече \mathcal{D} , а ведене — від тієї самої точки повороту (верхньої) до точки передавання зусилля (нижньої) — плече $\mathcal{D} + e$. Отже, відношення цього важеля буде $\frac{\mathcal{D}}{\mathcal{D} + e}$.

Від цього важеля зусилля передається на важіль $\mathcal{J} - \mathcal{Z}$ через верхню його точку. Ця точка буде точкою прикладення зусилля. До середньої точки важеля приєднана колодка I — вона буде точкою передавання зусилля. Відповідно, третя точка цього важеля — нижня — буде точкою повороту. Відношення для цього важеля визначено за тим самим правилом: у чисельнику — відстань від точки прикладення зусилля до точки повороту $\mathcal{J} + \mathcal{Z}$, а в знаменнику — відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля на колодку, тобто плече \mathcal{Z} . Це відношення має вигляд $\frac{\mathcal{J} + \mathcal{Z}}{\mathcal{Z}}$.

Тепер можна записати остаточне рівняння для визначення передавального числа до колодки I як добуток всіх цих відношень:

$$n_I = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \frac{d}{d+e} \cdot \frac{ж+z}{z} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

Після притиснення колодки *I* зусилля від штока гальмового циліндра має бути передане на колодку *II*. У цьому випадку важливо звернути увагу на те, що важіль *Ж-3* змінює точку повороту і сам стає важелем першого роду. Така особливість зустрічається майже у всіх важільних передачах, тому здобувачеві потрібно уважно до цього поставитися, складаючи нове відношення цього важеля та йому подібних. У цьому випадку середня точка важеля *Ж-3* стала точкою повороту (для колодки *I* вона була точкою передавання зусилля). Точкою передавання зусилля стала нижня точка для того, щоб зусилля передати на розпірку *4* і важіль *К-і* із наступною дією на колодку *II*. Тому в цьому випадку відношення важеля *Ж-3* змінюється, тому що відстань від точки прикладення зусилля (верхньої) до нової точки повороту (середньої) буде *ж*, а відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля (нижньої) - *з*.

Відношення цього важеля замість $\frac{ж+z}{z}$ набуде вигляду $\frac{ж}{z}$. Від цього важеля зусилля далі передається на важіль *К-і*, до середньої точки якого кріпиться гальмова колодка *II*. Точкою прикладення зусилля в цьому важелі буде нижня точка, точкою передавання зусилля — середня, а точкою повороту — верхня. Передавальне відношення цього важеля, за загальним правилом, буде мати вигляд $\frac{к+i}{i}$.

Тоді рівняння для визначення загального передавального відношення для колодки *II* буде записано так:

$$n_{II} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \frac{d}{d+e} \cdot \frac{ж}{z} \cdot \frac{к+i}{i} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (10)$$

Аналогічно міркуючи, отримуємо рівняння для колодок III і IV. Але при цьому потрібно обов'язково врахувати зміни точок повороту деяких важелів, а отже, і змінити їхнє відношення.

Тому після притиснення колодок I і II важіль $\delta - e$ змінює точку повороту, нею стане нижня точка, а верхня буде вже точкою передавання зусилля на тягу 5 у бік колодок III і IV, тобто на важіль $l - m$.

Отже, передавальне число до колодки III буде визначено з виразу

$$n_{III} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot \frac{e}{e+\delta} \cdot \frac{l}{m} \cdot \frac{o}{n} \cdot \frac{n+p}{p} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (11)$$

У цьому випадку відношення важеля $\delta - e$ набуло вигляду $\frac{e}{e+\delta}$ замість $\frac{\delta}{e+\delta}$, тому що точкою повороту стала нижня точка, за правилом, відстань від точки повороту (нижньої) визначає ведуче плече з розміром e , а відстань від тієї самої точки повороту до точки передавання зусилля (верхньої) дасть розмір веденого плеча $e + \delta$.

Відношення плечей важелів $l - m$, $o - n$ і $n - p$ визначені аналогічно, за правилом, що визначає рівняння (4).

Для колодки IV рівняння для визначення передавального числа запишемо так:

$$n_{IV} = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot \frac{e}{e+\delta} \cdot \frac{l}{m} \cdot \frac{o}{n} \cdot \frac{n}{p} \cdot \frac{c+m}{m} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (12)$$

Тут видно, що важіль $n - p$ змінив точку повороту порівняно з рівнянням (11) для того, щоб передати зусилля в напрямку колодки IV, що

можливо після притиснення до колеса колодки *IV*. Точкою повороту буде середня точка, тому відношення цього важеля змінилося і замість $\frac{n+p}{p}$ стало $\frac{n}{p}$. Загальне передавальне число важільної передачі до чотирьох колісних пар, яка зображена на рисунку 4 запишемо так:

$$n_{\text{заг.}} = n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV}. \quad (13)$$

Із правильно вибраним передавальним відношенням має бути дотримана умова $n_I = n_{II} = n_{III} = n_{IV}$, тобто передавальні числа на всі колісні пари мають бути рівними.

У формулах (5)-(7), (9)-(12) сума величин, яка знаходиться в дужках, є сумою передавальних чисел до гальмових колодок. Отже, після заміни в дужках суми на добуток в загальному вигляді для будь-якої важільної передачі передавальне число може бути записано так:

$$n = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{v}{z} \cdot \frac{d}{e} \dots \right) \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (14)$$

де n – передавальне число важільної передачі, приєднаної до одного гальмового циліндра;

a, v, d – величини в чисельнику, які відповідають довжинам ведучих плечей важелів, розташованих між штоком гальмового циліндра (рукояткою ручного гальма) і найближчою до нього парою гальмових колодок;

b, z, e – величини в знаменнику, які відповідають довжинам ведених плечей тих самих важелів;

m – кількість пар гальмових колодок, які з'єднані з одним гальмовим циліндром;

$$n = \left(\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{2\pi R}{h} \cdot \frac{S}{q} \cdot \frac{k+m}{k} \cdot \frac{d_p}{b} \cdot \frac{e}{z} \cdot \dots \right) \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (15)$$

де z_1 – кількість зубців ведучого зубчатого колеса;

z_2 – кількість зубців веденого зубчатого колеса;

R – розмір радіуса зубчатого колеса ручного гальма, мм;

h – крок нарізки гвинта ручного гальма;

S – довжина ведучого плеча кривого важеля, мм;

q – довжина веденого плеча кривого важеля, мм;

d_p – розмір ведучого плеча від точки приєднання тяги, мм.

Ми бачимо, що передавальне число є величиною теоретичною, яку визначають за умови відсутності опору в шарнірних вузлах, і важелі розміщені в одній площині та паралельні між собою. В умовах експлуатації можливі відхилення.

Для того щоб відхилення були меншими, а важільна передача складена правильно, приймають такі середні умови:

- гальмові колодки та ободи коліс спрацьовані на половину допустимої норми;

- регулювальні пристрої важільної передачі встановлені в середньому положенні свого робочого діапазону;

- гальмові колодки притиснені до коліс;

- шток гальмового циліндра виходить на половину допустимого максимального виходу;

- усі важелі паралельні, а осі тяг і зтяжок, з'єднаних із ними, перпендикулярні до них.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ: ДЕТУТ, 2007. 176 с.

2 Гальмова важільна передача візка вантажного вагона з пристроєм рівномірного відведення гальмових колодок від коліс: пат. 154619 Україна, МПК51 (2023.01). В61Н 15/00, В61Н 13/26 (2006.01), В60Т 1/02 (2006.01). u2022 04848; заявл. 19.12.22; опубл. 29.11.23, Бюл. № 48. 4 с.

3 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України: ЦТ – ЦВ – ЦЛ – 0015: затв. наказом Укрзалізниці від 28.10.1997 р. № 264-Ц. 2004. 146 с.

4 Інструкція з ремонту гальмового обладнання вагонів: ЦВ – ЦЛ – 0013: затв. наказом Укрзалізниці від 25.01.2005 р. № 022-ЦЗ. 2004. 160 с.

5 Коренівський М. В. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з дисципліни «Автоматичні гальма». Харків: УкрДАЗТ, 2002. 30 с.

6 Равлюк В. Г., Афанасенко І. М. Завдання на курсовий проект з методичними вказівками з дисципліни «Автоматичні гальма та безпека руху»: метод. вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2012. 70 с.

7 Равлюк В. Г. Дослідження кінематики відведення гальмівних колодок від коліс у візках вантажних вагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2017. Вип. 4 (234). С. 195 – 198.

8 Равлюк В. Г., Афанасенко І. М., Гузик І. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автогальма рухомого складу»: метод. вказівки. Харків: УкрДУЗТ, 2017. 47 с.

9 Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. Вип. 5 (83). С. 108–121.

10 Равлюк В., Равлюк М., Фісіна Я., Нуруллаєв Р. Уточнені розрахунки 2D схем-моделей гальмових важільних передач для збільшення ресурсу колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. Серія «Транспортні системи і технології»*. 2020. № 35. С. 24 – 34.

11 Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Ткачук М. Р. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2019. Вип. 187. С. 63-74.

12 Равлюк В. Г. Розвиток наукових основ з убезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Харків, 2024. 408 с.

13 Шпачук В. П., Пушня В. О., Рубаненко О. І., Гарбуз А. О. Теоретична механіка. Динаміка: конспект лекцій. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. 222 с.

14 Panchenko S., Vatulia G., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Study of the Strength of the Upgraded Brake Leverage of a Wagon Bogie. In: Arsenyeva O., Romanova T., Sukhonos M., Biletskyi I., Tsegelnyk Y. (eds). *Smart Technologies in Urban Engineering. STUE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol. 807. P. 243 – 254. https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2_22.

15 Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebenuk V., Bondarenko V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012025. P. 1 – 8. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012025> (дата звернення: 11.05.25).

16 Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebenuk V., Bondarenko V. Research of the calculation scheme for the brake lever transmission and construction of the load model for the brake pads of freight cars. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 102026. P. 1-8. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012026> (дата звернення: 01.05.2026).

ДОДАТОК А (довідковий)

Таблиця А.1 – Вихід штока поршня гальмового циліндра на вагонах

| Тип вагона | Вихід штока гальмових циліндрів вагона $L_{ш}$, мм | |
|---|--|---|
| | із відправленням із пунктів технічного обслуговування | максимально- допустимий для повного гальмування в експлуатації (без авторегулятора) |
| Вантажний: із чавунними колодками | <u>75 - 125</u> 40 - 100 | 175 |
| із композиційними колодками | <u>50 - 100</u> 40 - 80 | 130 |
| Пасажирський: із чавунними і композиційними колодками | <u>130 - 160</u> 80 - 120 | 180 |
| Габариту РЦ із повітророзподільниками КЕ, Ерликон. ДАКО і чавунними колодками | <u>105 - 115</u> 50 - 70 | 125 |
| Вагони ВЛ-РЦ із візками ТВЗ-ЦНП-М із композиційними колодками | <u>25 - 40</u> 15 - 30 | 75 |
| <p>Примітки:</p> <p>1 У чисельнику – для повного службового гальмування, у знаменнику – для першого ступеня гальмування.</p> <p>2 Вихід штока гальмового циліндра для композиційних колодок на пасажирських вагонах зазначений з урахуванням довжини хомута (70 мм), встановленого на штоці.</p> <p>3 Норми виходу штоків гальмових циліндрів у вантажних вагонів перед крутими зтяжними спусками встановлює начальник залізниці.</p> <p>4 Під час регулювання важільних передач вантажних вагонів на пунктах технічного обслуговування і пунктах підготовки до перевезень вихід штока гальмових циліндрів встановлювати за мінімально припустимим розміром або на 20-25 мм менше верхньої межі; на вагонах, обладнаних авторегуляторами важільної передачі, їхній привод регулюють на підтримку виходу штока на нижній межі встановлених нормативів</p> | | |

Таблиця А.2 – Вихід штока поршня гальмового циліндра на локомотивах для повного службового гальмування

| Тип рухомого складу | Вихід штока гальмових циліндрів $L_{ш}$, мм | |
|--|--|---------------------------------------|
| | норма | максимально допустимий в експлуатації |
| Електровози, тепловози (крім ТЕП 60, ТЕП 70), пасажирські паровози | 75 – 100 | 125 |
| Тепловози серії ТЕП 60 вантажні паровози | 50 - 75 | 100 |
| Тепловози 2ТЕ116, 2ТЕ10В, 2ТЕ10М | 75 – 100 | 125 |
| Інші види тепловозів | 75 - 100 | 125 |

ДОДАТОК Б
(довідковий)

Таблиця Б.1 – Характеристика гальмових циліндрів

| Умовний номер | Діаметр циліндра | | Зусилля попереднього стиску попускної пружини P_o , кН | Жорсткість попускної пружини $J_{ц}$, Н/мм | Зусилля пружини за попущеного гальма, Н | Об'єм у попущеному стані q , см ³ (л) |
|---------------------------|------------------|------|--|---|---|--|
| | мм | дюйм | | | | |
| 507 Б | 254 | 10 | 1,26 | 8,7 | 1240 | 1000 (1) |
| 505 Б | 305 | 12 | 1,54 | 6,29 | 1240 | 1700 (1,7) |
| 188 Б, 501 Б, 502 Б | 356 | 14 | 1,54 | 6,29 | 1240 | 2200 (2,0) |
| 519 Б | 400 | 16 | 1,54 | 6,29 | 1240 | 2500 (2,5) |

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для складання рівнянь передавального числа
гальмових важільних передач рухомого складу

Відповідальний за випуск Равлюк В. Г.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 16.04.2026 р.

Умовн. друк. арк. 2,0. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.