

УДК (656.22+656.212):656.2.08

Я.В.БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ, канд. техн. наук
(Львівська філія ДНУЗТ, Львівський НДІ судових експертиз), **С.С.ДОВГАНЮК**, канд. техн. наук (Львівська філія ДНУЗТ)

Розрахунок гальмівного шляху одиночного локомотива при низькому тиску у гальмівних циліндрах

Ключові слова: Залізнично-транспортна пригода, гальмівний шлях, одиночний локомотив, гальмівна система, несправність, тиск у гальмівних циліндрах.

Постановка задачі

На залізницях України серед загальної кількості залізнично-транспортних пригод (ЗТП) значне місце посідають пригоди, пов'язані із зіткненнями рухомого складу. У тих випадках, коли слідчими органами порушуються кримінальні справи і призначаються судові залізнично-транспортні експертизи, виникає необхідність у розрахунку гальмівного шляху [1, 3].

Однією з причин зіткнень рухомого складу залізниць та наїздів на нерухомі перешкоди і людей є несправності гальмівної системи, які проявляються у низькому тиску повітря у гальмівних циліндрах.

Причиною низького тиску повітря у гальмівних циліндрах, серед іншого, може бути роз'єднання (зловмисне чи випадкове) рукавів магістралі гальмівних циліндрів між секціями локомотива. Для забезпечення роботи гальм локомотива у цьому випадку у накінецьниках труб, на яких закріплені рукава, встановлюються шайби з отворами, діаметри яких вибрані дослідним шляхом [2]. Однак вказаний захід не забезпечує наповнення циліндрів повітрям до необхідної величини.

Задача дослідження полягає у оцінці впливу роз'єднання магістралі гальмівних циліндрів між секціями двосекційного одиночного локомотива на довжину його гальмівного шляху.

Метод розв'язування задачі

Розрахунок гальмівного шляху може проводитись двома методами: за інтервалами швидкості або за інтервалами часу. При розслідуванні залізнично-транспортних пригод більш прийнятним є розрахунок за інтервалами часу [3].

Розрахунок гальмівного шляху за вказаним методом можна проводити з урахуванням дійсного або розрахункового натиснення гальмівних колодок на колесо [4, 5]. У Правилах тягових розрахунків для поїзної роботи [4]

рекомендується використовувати розрахунковий коефіцієнт тертя гальмівної колодки по колесу ϕ_k та розрахункову силу натиснення на колодку K_p . При цьому з розрахунку виключається залежність коефіцієнта тертя від сили натиснення на колодку. Приклад розрахунку гальмівного шляху за цим методом, з врахуванням часу наповнення гальмівних циліндрів повітрям, наведений у [3]. Але у випадку несправностей гальмівної системи, які проявляються у недостатньому натисненні колодок на колесо, такий метод є неприйнятним. У цих випадках необхідно враховувати дійсні (фактичні) значення коефіцієнта тертя гальмівної колодки по колесу та сили натиснення на колодку K і розрахунок гальмівного шляху проводити за інтервалами часу.

Відстань, яку проходить маневровий состав у кожному інтервалі часу, визначається як

$$\Delta s_r = \frac{\Delta t \cdot v_{cp}}{3,6}, \quad (1)$$

де Δt — інтервал часу, с; $v_{cp} = (v_n + v_k)/2$ — середня швидкість у інтервалі, км/год; 3,6 — перевідний коефіцієнт.

Кінцева швидкість у інтервалі буде

$$v_k = v_n + \Delta v, \quad (2)$$

де Δv — приріст швидкості у інтервалі, км/год.

$$\Delta v = \frac{\zeta(1000\phi_k \cdot g + w_x + i_e) \cdot \Delta t}{3600}, \quad (3)$$

де v_n та v_k — початкова та кінцева швидкості у інтервалі, км/год; ζ — сповільнення поїзда внаслідок дії однієї питомої сповільнюючої сили, км/год²; g — дійсний гальмівний коефіцієнт поїзда; ϕ_k — дійсний коефіцієнт тертя гальмівних колодок у інтервалі швидкостей; w_x — основний питомий опір руху локомотива на холостому ході, Н/кН (кгс/тс); i_e — питомий опір від спрямленого (у профілі та у плані) ухилу, для якого проводяться розрахунки, Н/кН (кгс/тс).

Час руху поїзда у інтервалі швидкостей $v_n \dots v_k$ визначається за формулою

$$\Delta t_r = 3,6 \frac{2 \cdot \Delta s_r}{v_n + v_k}. \quad (4)$$

Розрахунок за формулою (1) проводиться до досягнення значення кінцевої швидкості $v_k = 0$ км/год. Загальний гальмівний шлях визначається як сума усіх Δs_r .

При виконанні гальмівних розрахунків застосовується гальмівний коефіцієнт, який для одиночного локомотива визначається як відношення сумарної дійсної сили натиснення гальмівних колодок локомотива до його ваги

$$g = \frac{\sum K}{P}, \quad (5)$$

де $\sum K$ — дійсна сумарна сила натиснення на осі екіпажа, кН (тс); P — вага локомотива, кН (тс).

Дійсна (фактична) сила натиснення на одну колодку визначається за формулою:

$$K = \alpha F(p_c - \Delta p_c), \quad (6)$$

де α — коефіцієнт, що характеризує параметри важільної передачі; Δp_c — тиск у циліндрі, який необхідний

для подолання опорів у важільній передачі та стиснення пружини гальмівного циліндра для притиснення колодок до коліс, $\Delta p_c = 0,04$ МПа [6]; F — площа поршня гальмівного циліндра; p_a — тиск стиснутого повітря у циліндрі, МПа.

$$\alpha = \frac{1}{m} n \eta_n \eta_u \cdot 10^3, \quad (7)$$

де m — кількість колодок, що припадає на один циліндр; n — передаточне число важільної передачі; η_n — коефіцієнт корисної дії важільної передачі; η_u — коефіцієнт корисної дії гальмівного циліндра.

Дійсний коефіцієнт тертя ϕ_k для чавунних стандартних колодок визначається за формулою

$$\phi_k = 0,6 \cdot \frac{16K + 100}{80K + 100} \cdot \frac{v + 100}{5v + 100}. \quad (8)$$

У вираз (8) значення дійсної (фактичної) сили натиснення K необхідно підставляти у тонуилах (тс) [4].

Основний питомий опір руху локомотива при холостому ході визначається за формулою

$$w_x = 2,4 + 0,011v + 0,00035v^2. \quad (9)$$

Розглянемо приклад, в основу якого покладена реальна залізнично-транспортна пригода.

Приклад. Близько 10 год 45 хв локомотивна бригада локомотивного депо С, керуючи тепловозом 2М62 №0333, виконувала маневрові роботи у горловині станції С. Під час виконання маневрових робіт при виїзді з кривої ділянки колії на спуску крутизною — 7,47‰ машиніст, побачивши заборонний сигнал маневрового світлофора та групу вагонів, застосував гальма краном машиніста № 254 при швидкості 30 км/год. Швидкість локомотива не зменшилась. Тоді машиніст застосував екстрене гальмування краном машиніста № 394 з подаванням піску під колісні пари за 50 м до групи вагонів. Це теж не дало достатнього гальмівного ефекту і при швидкості 19 км/год сталося зіткнення тепловоза з групою вагонів.

У результаті проведеного після зіткнення огляду тепловоза виявлено роз'єднання рукавів магістралі гальмівних циліндрів між секціями. На накінецьнику труби магістралі гальмівних циліндрів між секціями була встановлена шайба з каліброваним отвором діаметром 7 мм.

При проведенні відтворення обстановки та обставин події встановлено, що при гальмуванні краном допоміжного гальма і роз'єднаних кінцевих рукавах мережі гальмівних циліндрів надлишковий тиск в гальмівних циліндрах секції А (ведучої) складав: першого візка правої сторони $p_{a1}^{np} = 2,5$ кгс/см² (0,253 МПа), першого візка лівої сторони $p_{a1}^{la} = 2,4$ кгс/см² (0,243 МПа), другого візка правої сторони $p_{a2}^{np} = 0,6$ кгс/см² (0,0608 МПа), другого візка лівої сторони $p_{a2}^{la} = 0,9$ кгс/см² (0,0912 МПа). На секції Б (веденій) надлишковий тиск в гальмівних циліндрах був рівний нулю. Покази тиску в гальмівних циліндрах знімалися з манометрів, які були безпосередньо підключені до кожного гальмівного циліндра.

Згідно технічних характеристик тепловоза 2М62 №0333, $m = 3$; $n = 10,77$; $\eta_n = 0,9$; $\eta_u = 0,98$; $P = 2354,4$ кН (240 тс); $\zeta = 112$ км/год²; $F = 0,0506$ м² [4, 6].

Для встановлення шляху, який був пройдений тепловозом 2М62 №0333 за час наповнення гальмівних циліндрів до максимального тиску, використаємо результати, що були отримані при відтворенні обстановки і обставин події. При проведенні відтворення встановлено, що у тепловозі серії 2М62 при роз'єднанні між секціями магістралі гальмівних циліндрів і наявності дросельної шайби діаметром 7 мм у передньому візку через 5 с після повороту ручки крана допоміжного гальма у шпесте положення тиск у гальмівному циліндрі досягає 99% свого максимального значення. Свого ж максимального значення тиск у гальмівних циліндрах переднього візка досягає через 10 с. Тиск у гальмівних циліндрах заднього візка через 5 с досягає 92,3 %. Свого максимального значення тиск у гальмівних циліндрах заднього візка також досягає через 10 с. Враховуючи вищевикладене і приймаючи лінійну залежність зміни тиску

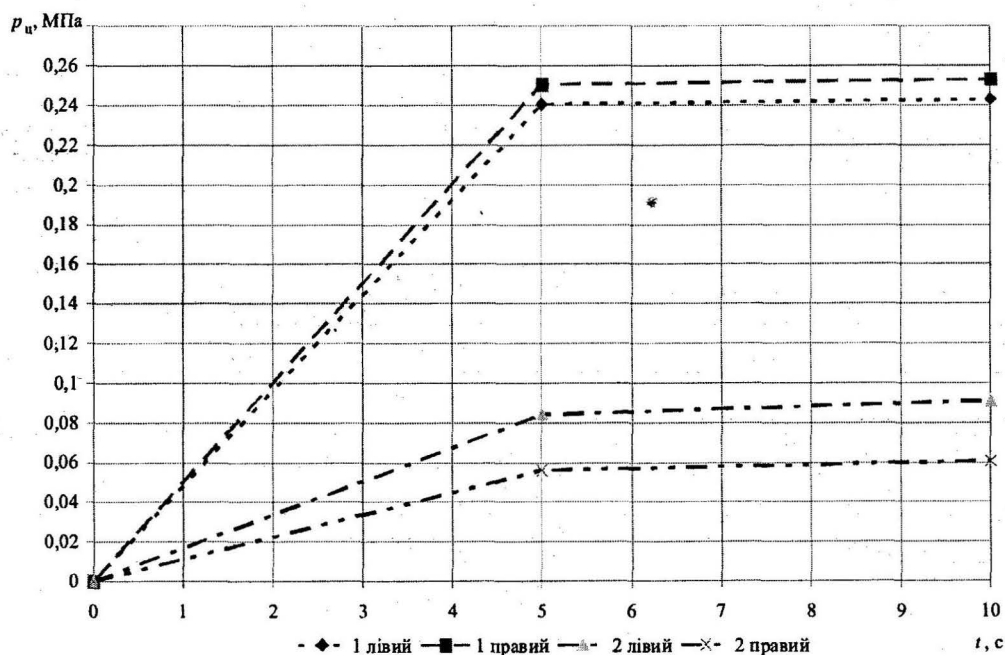


Рис. 1.

між вказаними характерними точками, побудовані графіки наповнення циліндрів стиснутим повітрям (рис. 1).

Розрахунок гальмівного шляху проведемо по інтервалах часу, прийнявши $\Delta t = 1$ с. Приведемо детальний розрахунок для інтервалу часу $t_n = 0$ с, $t_k = 1$ с, $t_{cp} = 0,5$ с.

$$\alpha = \frac{1}{3} \cdot 10,77 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 10^3 = 3166,38.$$

Натиснення на одну гальмівну колодку першого візка лівої сторони:

$$K_1^{лів} = 3166,38 \cdot 0,0506(0,025 - 0,04) = -2,4 < 0 \text{ кН};$$

першого візка правої сторони:

$$K_1^{пр} = 3166,38 \cdot 0,0506(0,025 - 0,04) = -2,4 < 0 \text{ кН};$$

другого візка лівої сторони:

$$K_2^{лів} = 3166,38 \cdot 0,0506(0,01 - 0,04) = -4,81 < 0 \text{ кН};$$

другого візка правої сторони:

$$K_2^{пр} = 3166,38 \cdot 0,0506(0,0095 - 0,04) = -4,81 < 0 \text{ кН}.$$

Тобто через 0,5 с від початку гальмування натиснення колодок на колеса було відсутнє, оскільки тиск, що розвивався у гальмівних циліндрах був недостатнім для подолання зворотної пружини. Тому у даному інтервалі приймаємо сумарне натиснення на гальмівні колодки $\sum K = 0$ кН., середнє значення гальмівного натиснення на колодку $K = 0$ тс, гальмівний коефіцієнт $\vartheta = 0/240 = 0$.

Основний питомий опір руху тепловоза по формулі (9)

$$w_x = 2,4 + 0,011 \cdot 30 + 0,00035 \cdot 30^2 = 3,045 \text{ кгс/тс}.$$

Зміна швидкості за формулою (3)

$$\Delta v = - \frac{112(0 + 3,045 - 7,47) \cdot 1}{3600} = 0,138 \text{ км/год}.$$

Швидкість у кінці інтервалу за формулою (2)

$$v_k = 30 + 0,138 = 30,138 \text{ км/год}.$$

Середня швидкість у інтервалі

$$v_{сер} = \frac{30 + 30,138}{2} = 30,069 \text{ км/год}.$$

а відповідний гальмівний шлях за формулою (1)

$$\Delta s_r = \frac{1 \cdot 30,069}{3,6} = 8,352 \text{ м}.$$

Тобто, незважаючи на застосоване машиністом гальмування, за першу секунду швидкість тепловоза зросла на 0,138 км/год (внаслідок руху по спуску), при цьому був пройдений шлях 8,352 м.

Подальші розрахунки зведено до табл. 1.

Згідно табл. 1,

$$s_d = \sum \Delta s = s_r = 327,4 \text{ м};$$

$$t_d = 67,1 \text{ с}.$$

Тобто при роз'єднанні кінцевих кранів магістралі гальмівних циліндрів між секціями і гальмуванні шостим положенням ручки крана допоміжного гальма № 254, гальмівний шлях тепловоза 2М62 №0333 зі швидкості 30 км/год буде складати 327,4 м. Вказаний гальмівний шлях буде пройдено за 67,1 с.

Тепер розрахуємо гальмівний шлях тепловоза 2М62 №0333 при з'єднаних кінцевих кранах магістралі гальмівних циліндрів між секціями і гальмуванні шостим положенням ручки крана допоміжного гальма № 254 з початкової швидкості 30 км/год. Розрахунок проведемо за інтервалами часу ($\Delta t = 1$) с з урахуванням розрахункового натиснення гальмівних колодок на колесо. Метод вказаного розрахунку детально викладений у [3]. При розрахунках приймемо підвищення розрахункового гальмівного коефіцієнту у процесі гальмування згідно [4, табл. 10]. Результати розрахунку зведемо до табл. 2.

Згідно табл. 2:

$$s_d = \sum \Delta s = s_r = 88,3 \text{ м};$$

$$t_d = 13,48 \text{ с}.$$

Тобто, при з'єднаних кінцевих кранах магістралі гальмівних циліндрів між секціями і гальмуванні шостим положенням ручки крана допоміжного гальма № 254, гальмівний шлях тепловоза 2М62 №0333 зі швидкості 30 км/год буде складати 88,3 м. Вказаний гальмівний шлях буде пройдено за 13,5 с.

За результатами розрахунку побудовані залежності $v = f(s)$ та $t = f(s)$ для обох варіантів гальмування (рис. 2).

У результаті розрахунку встановлено, що внаслідок роз'єднання магістралі гальмівних циліндрів між секціями двосекційного одиночного локомотива (тепловоза 2М62 № 0333) при русі на спуску $i = -7,47$ ‰ зі швидкістю 30 км/год його гальмівний шлях збільшився на 239,1 м (у 3,71 раза), що стало однією з причин зіткнення вказаного локомотива з групою вагонів.

Вважаємо за необхідне відзначити, що застосування екстреного гальмування краном машиніста №394 на одиночному локомотиві після повороту ручки крана допоміжного гальма у шосте положення не впливає на тиск у гальмівних циліндрах, і відповідно, на довжину гальм-

Таблиця 1

t _п с	t _к с	P _п , Мпа				K, тс				ΣK, тс	g	K _{сер} , тс	v _п , км/год	φ _к	w _х , кг/тс	Δv, км/год	V _к , км/год	V _{сер} , км/год	Δs, м
		1 л	1 п	2 л	2 п	1 л	1 п	2 л	2 п										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0	1	0,025	0,025	0,010	0,010	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	30,00	0,312	3,045	0,138	30,14	30,07	8,352
1	2	0,075	0,075	0,030	0,019	0,572	0,572	0,000	0,000	3,430	0,014	0,286	30,14	0,265	3,049	0,020	30,16	30,15	8,374
2	3	0,130	0,120	0,041	0,030	1,470	1,307	0,016	0,000	8,378	0,035	0,698	30,16	0,222	3,050	-0,104	30,05	30,11	8,363
3	4	0,180	0,170	0,060	0,040	2,287	2,123	0,327	0,000	14,21	0,059	1,184	30,05	0,190	3,047	-0,213	29,84	29,95	8,319
4	5	0,230	0,220	0,075	0,050	3,103	2,940	0,572	0,163	20,33	0,085	1,694	29,84	0,169	3,040	-0,307	29,53	29,69	8,246
5	6	0,241	0,251	0,085	0,057	3,283	3,446	0,735	0,269	23,20	0,097	1,933	29,53	0,161	3,030	-0,347	29,19	29,36	8,156
6	7	0,242	0,252	0,087	0,058	3,291	3,454	0,759	0,286	23,37	0,097	1,948	29,19	0,162	3,019	-0,351	28,84	29,01	8,059
7	8	0,242	0,252	0,088	0,059	3,299	3,462	0,784	0,302	23,54	0,098	1,962	28,84	0,162	3,008	-0,355	28,48	28,66	7,960
8	9	0,243	0,253	0,089	0,060	3,307	3,471	0,800	0,318	23,69	0,099	1,974	28,48	0,162	2,997	-0,359	28,12	28,30	7,861
9	10	0,243	0,253	0,091	0,060	3,315	3,479	0,825	0,327	23,84	0,099	1,986	28,12	0,163	2,986	-0,363	27,76	27,94	7,761
10	11	0,243	0,253	0,091	0,061	3,315	3,479	0,833	0,343	23,91	0,100	1,993	27,76	0,163	2,975	-0,366	27,39	27,58	7,660
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
65	66	0,243	0,253	0,091	0,061	3,315	3,479	0,833	0,343	23,91	0,100	1,993	1,547	0,288	2,418	-0,734	0,813	1,180	0,328
66	67,1	0,243	0,253	0,091	0,061	3,315	3,479	0,833	0,343	23,91	0,100	1,993	0,813	0,296	2,409	-0,812	0,000	0,407	0,121
ΣΔs = 327,4 м																			

івного шляху. Це явище пояснюється особливостями схеми пневматичного гальма локомотивів, у тому числі тепловоза 2М62. Розглянемо роботу крана допоміжного гальма №254 детальніше. Його схема, запозичена з [7], наведена на рис.3.

Для гальмування ручку крана допоміжного гальма №254 переводять у одне з гальмівних положень. При цьому стакан 1 вкручується у кришку і переміщує пружину 2, верхній поршень 3 та нижній поршень 5. Опускаючись, нижній поршень своїм хвостовиком відтискає клапан 9 від сидла. Причому, при повороті ручки крана допоміжного гальма у шосте положення клапан 9 максимально відтискається від сидла, забезпечуючи максимальний тиск у гальмівних циліндрах. Повітря з живильної магістралі по каналах ГР і Т поступає до гальмівних циліндрів, а по каналу 8 — у порожнину 7 під поршнем 5. Як тільки сила тиску повітря на поршень 5 знижує подолані зусилля пружини 2, клапан 9 під дією пружини 10 впретягується у нижнє сидло.

Під час відпуску гальма ручку крана машиніста переводять за годинниковою стрілкою, стакан 1 викручується з кришки і сила стиснення пружини 2 зменшується. Під тиском повітря зі сторони порожнини 7 поршень 5 піднімається і повітря з гальмівних циліндрів по каналах Т, 6, та Ат виходить у атмосферу.

Якщо ж гальмування (у тому числі і екстрене) проводиться краном машиніста №394, то кран допоміжного гальма виступає у якості повторювача і діє наступним чином. Повітря поступає по каналу В від повітророзподільника у порожнину 12, 18 і через отвір 30 діаметром 0,8 мм — у порожнину 4 та камеру К об'ємом 0,3 л. Поршень 5 опускається, відтискає клапан 9 від сидла і сполучає каналами ГР та Т живлячу магістраль з гальмівними циліндрами, поки тиски у порожнинах 7 та 4 не вирівнюються.

Тобто, незалежно від того, який кран застосовується для гальмування (№254 чи №394) повітря поступає з живильної магістралі через кран допоміжного гальма №254 у магістраль гальмівних циліндрів і далі у гальмівні циліндри. Різниця полягає лише у тому, за рахунок чого відтискається від сидла клапан 9 — за рахунок повороту ручки крана №254 і дії на поршень пружини 2 або за рахунок дії на поршень 5 повітря, що поступило від повітророзподільника у порожнину 4.

Отримані результати

При проведенні судових залізнично-транспортних експертиз та експертних досліджень залізнично-транспортних пригод, при яких спостерігались несправності гальмівної системи рухомого складу, розрахунок гальмівного шляху необхідно проводити за інтервалами часу з врахуванням дійсного (фактичного) натиснення гальмівних колодок на колесо.

Приведені метод та приклад розрахунку гальмівного шляху одиночного локомотива серії 2М62 з несправністю гальмівної системи, що полягала у роз'єднанні ручкавів магістралі гальмівних циліндрів між секціями і проявилась у недостатньому тиску повітря у гальмівних циліндрах при гальмуванні. Вказана несправність значно збільшує гальмівний шлях одиночного локомотива навіть при наявності у накінецьниках труб магістралі гальмівних циліндрів шайб з дросельними отворами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). — К.: Транспорт України, 2004. — 386 с.
2. Крылов В.И., Крылов В.В. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебник для учащихся техникумов ж.-д. трансп. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1983. — 360 с.

Таблиця 2

t_m , с	t_{ex} , с	θ_p , %	θ_p	$v_{пз}$, км/год	$\Phi_{кр}$	ω_{Σ} , кгс/тс	Δv , км/год	v_{ex} , км/год	$v_{сер}$, км/год	Δs , м
0	1	0	0,000	30,00	0,140	3,045	0,138	30,14	30,07	8,352
1	2	0	0,000	30,14	0,140	3,049	0,138	30,28	30,21	8,391
2	3	0	0,000	30,28	0,140	3,054	0,137	30,41	30,34	8,429
3	4	20	0,100	30,41	0,140	3,058	-0,732	29,68	30,05	8,346
4	5	20	0,100	29,68	0,141	3,035	-0,739	28,94	29,31	8,142
5	6	20	0,100	28,94	0,142	3,012	-0,747	28,20	28,57	7,936
6	7	45	0,225	28,20	0,144	2,988	-1,871	26,32	27,26	7,572
7	8	45	0,225	26,32	0,147	2,932	-1,920	24,40	25,36	7,045
8	9	45	0,225	24,40	0,151	2,877	-1,975	22,43	23,42	6,504
9	10	65	0,325	22,43	0,156	2,823	-3,006	19,42	20,93	5,812
10	11	65	0,325	19,42	0,164	2,746	-3,161	16,26	17,84	4,956
11	12	65	0,325	16,26	0,173	2,671	-3,352	12,91	14,59	4,051
12	13	80	0,400	12,91	0,332	2,600	-8,108	4,80	8,85	2,460
13	13,48	80	0,400	4,80	0,409	2,461	-4,798	0	2,40	0,319
										$\Sigma \Delta s = 88,3$ м

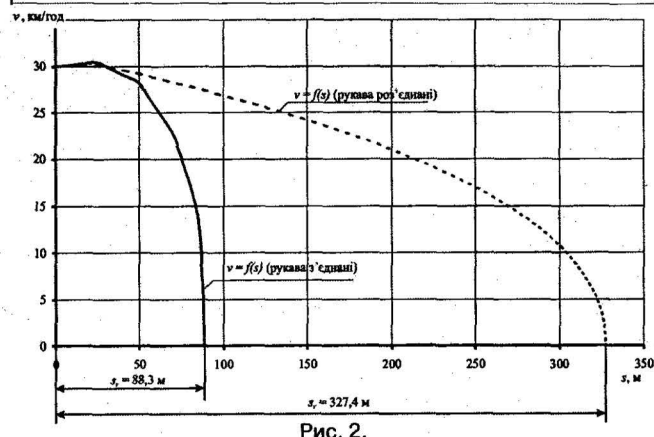


Рис. 2.

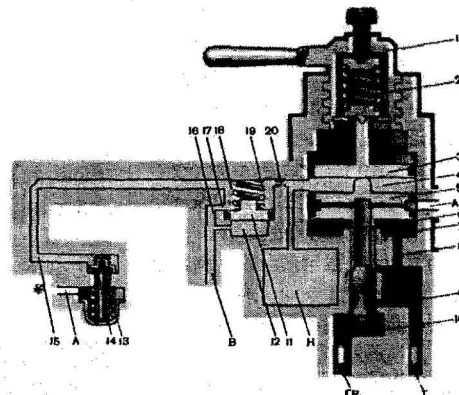


Рис. 3.

3. Болжеларський Я.В., Довганюк С.С. Гальмування маневрового состава при низьких значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з рейками // Залізнич. транспорт України. — 2010. №5. — С. 39—43.
4. Правила тяговых расчетов для поездной работы. — М.: Транспорт, 1985. — 287 с.
5. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчеты: Справочник. / Под ред. П.Т. Гребенюка. — М.: Транспорт, 1987. — 272 с.
6. Крылов В.И., Крылов В.В., Ефремов В.Н., Демушкин П.Т. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава: Справочник. — М.: Транспорт, 1989. — 1989 с.
7. Крылов В.И., Клыков Е.В., Ясенцев В.Ф. Тормоза подвижного состава. Иллюстрированное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1980. — 273 с.