

УДК 343.148:656.082

ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОГО ОПОРУ РУХУ СПЕЦІАЛЬНОГО САМОХІДНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ МЕТОДОМ

Кандидати техн. наук Я.В. Болжеларський, С.С. Довганюк, О.С. Набоченко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СПЕЦИАЛЬНОГО САМОХОДНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ

Кандидаты техн. наук Я.В. Болжеларский, С.С. Довганюк, О.С. Набоченко

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF SPECIFIC ROLLING RESISTANCE OF MOVEMENT OF SPECIAL SELF-PROPELLED ROLLING STOCK

Cand. of techn. sciences Y.V. Bolzhelarsky, S.S. Dovganyuk, O.S. Nabochenko

Розглянуто методи експериментального визначення опору руху рухомого складу залізниць та встановлено аналітичний вигляд залежності питомого опору руху дрезини ДГК-М1 у режимі холостого ходу від швидкості руху. Результати дослідження можуть бути використані у тягових розрахунках спеціального самохідного рухомого складу, у тому числі при виконанні судових залізнично-транспортних експертиз та проведенні службових розслідувань.

Ключові слова: спеціальний самохідний рухомий склад; тягові розрахунки; рівняння руху поїзда; питомий опір руху; судова залізнично-транспортна експертиза; службове розслідування.

Рассмотрены методы экспериментального определения сопротивления движению подвижного состава железных дорог и в аналитическом виде установлена зависимость удельного сопротивления движению дрезини ДГК-М1 в режиме холостого хода от скорости движения. Результаты исследований могут быть использованы в тяговых расчетах специального самоходного подвижного состава, при выполнении судебных железнодорожно-транспортных экспертиз и проведении служебных расследований.

Ключевые слова: специальный самоходный подвижной состав; тяговые расчеты; уравнение движения поезда; удельное сопротивление движению; судебная железнодорожно-транспортная экспертиза; служебное расследование.

The problem of improving the traction calculations accuracy of special self-propelled rolling stock is considered in the paper.

The information about rolling resistance value of self-propelled rolling stock is insufficient for braking distance calculation. Only the range of rolling resistance values is known and this makes impossible to establish exact braking distance value. This problem is relevant to forensic railway expertise and to internal investigation of railway accidents.

The methods of experimental determination of rolling resistance are considered. The rolling method with kinetic energy measurement is used.

The rolling resistance of DGK-M1-type railcar is calculated. The statistical data processing is fulfilled and the analytic dependence of rolling resistance for range of speeds is established.

The results of research may be used in forensic railway expertise and during internal investigation of rail accident.

Key words: special self-propelled rolling stock; traction calculations; the equation of motion of the train; specific rolling resistance; forensic expertise; internal investigation.

Вступ. Теорія тяги поїздів, до якої відносяться дані дослідження, дозволяє вирішувати широке коло практичних завдань з підвищення ефективності експлуатації

залізниць, розраховувати основні параметри нових ліній, ділянок колії при переводі їх на новий вид тяги, визначати основні вимоги до нових типів рухомого складу та ін. При тягових

розрахунках визначають сили, що діють на рухомий склад, оцінюють їх вплив на характер руху та ін. Теорія тяги поїздів дозволяє встановлювати швидкість руху у будь-якій точці шляху з урахуванням вимог безпеки руху та часу ходу по ділянці, визначати витрати електроенергії та дизельного палива, виконувати гальмівні розрахунки [1].

В основі тягових розрахунків лежить розв'язання рівняння руху поїзда, яке має узагальнений вигляд

$$\frac{dv}{dt} = \zeta \cdot f(v), \quad (1)$$

де v - швидкість руху; t - час; ζ - сповільнення рухомого складу під дією питомої сповільнюючої сили, км/год²; $f(v)$ - питома рівнодійна сила, Н/кН.

Складові питомої рівнодійної сили $f(v)$ залежать від режиму руху:

- для режиму тяги

$$f(v) = f_d(v) - w_d(v);$$

- для режиму холостого ходу

$$f(v) = -w_d(v);$$

- для режиму гальмування

$$f(v) = -w_d(v) - b_r(v),$$

де $f_d(v)$ - питома дотична сила тяги, Н/кН;

$w_d(v)$ - повний питомий дотичний опір руху,

Н/кН; $b_r(v)$ - питома гальмівна сила, Н/кН.

Повний питомий дотичний опір руху має ряд складових (основний питомий опір, питомий опір у режимі холостого ходу, питомий опір від ухилу, від кривої і т.і.), які діють постійно або у конкретних умовах [1, 4-7]. Наприклад, випадку руху тягової одиниці (локомотива, моторвагонного поїзда, спеціального самохідного рухомого складу) у режимі холостого ходу (вибігу) по прямій рівній ділянці колії у безвітряну погоду при плюсовій температурі оточуючого повітря повний дотичний питомий опір руху буде рівним питомому опору руху у режимі холостого ходу:

$$w_d(v) = w_x(v).$$

Для локомотивів, вагонів та моторвагонного рухомого складу формули для визначення питомого опору руху у режимі холостого ходу наведені у [2-4]. Вони мають вигляд

$$w_x = A + B \cdot v + C \cdot v^2, \quad (2)$$

де A, B, C - коефіцієнти, які залежать від типу рухомого складу.

Однак для спеціального самохідного рухомого складу коефіцієнти A, B, C у спеціалізованій технічній літературі відсутні, що не дозволяє з достатньою точністю виконувати тягові розрахунки.

Постановка проблеми. У статті вирішується науково-технічна проблема підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу. Вказана проблема має безпосереднє відношення до розвитку теорії тяги поїздів, а також є кроком до вирішення практичних завдань, які виникають при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз та службового розслідування випадків зіткнень рухомого складу і пов'язані з розрахунками гальмівного шляху та встановленням можливості запобігання зіткненню.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням визначення опору руху рухомого складу присвячена значна кількість праць, серед яких слід відзначити праці [1, 4-7]. У них висвітлені теоретичні засади визначення опору руху, розкрита сутність фізичних явищ, які виникають у точці контакту колеса з рейкою та в екіпажній частині рухомого складу і призводять до виникнення сил опору. У [5-6] наведені методи дослідного визначення опору руху рухомого складу та результати досліджень (розрахункові формули), які увійшли до нормативно-довідкової літератури з тяги поїздів [2-4]. Однак спеціальному самохідному рухомому складу при цьому приділена недостатня увага. У [2-4] відсутні розрахункові формули для визначення опору руху колійних машин та дрезин. У [8] відзначено, що діапазон значень питомого опору руху у режимі холостого ходу колійних машин та дрезин для швидкостей руху 0...80 км/год знаходиться у межах 1,2...2,67 Н/кН. Це не дозволяє з необхідною точністю виконувати гальмівні розрахунки для встановлення технічної

можливості запобігання залізнично-транспортній пригоді. У той же час досвід проведення авторами судових залізнично-транспортних експертиз у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України (з 2000 року) свідчить про значну кількість залізнично-транспортних пригод з дрезинами та колійними машинами різних типів, що визначає актуальність проведених досліджень.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення точності тягових розрахунків спеціального самохідного рухомого складу.

Завданням дослідження є встановлення експериментальним методом залежності питомого опору руху в режимі холостого ходу від швидкості $w_x = f(v)$ дрезини ДГК М1. Дрезини вказаного типу широко використовуються у колійному господарстві [8, 9].

Основна частина дослідження. Вимірювання опору проводиться двома методами: скочуванням (без безпосереднього вимірювання сили) та безпосереднім вимірюванням сили (за допомогою динамометричного вагона). Сутність та теоретичні положення, які покладені в основу вказаних методів, викладені у [5-7] і були розроблені ще на початковому етапі розвитку теорії тяги поїздів [10]. Кожен метод має два варіанти: в одному варіанті вимірюється сповільнення у момент спостереження, в іншому варіанті вимірюється зміна кінетичної енергії на деякому шляху.

Для локомотивів більш прийнятним способом є метод скочування, оскільки при цьому точніше враховується опір повітряного середовища і відсутній вплив повздовжньої сили тяги, яка діє на автозчепках [5]. Таке твердження справедливо і для дрезин, які у переважній більшості випадків рухаються самостійно або виконують роль локомотива.

Розглянемо основні теоретичні положення, які покладені в основу методу скочування з вимірюванням прискорення. Прийнемо частковий випадок руху тягової одиниці спеціального самохідного рухомого складу (наприклад, дрезини) по прямій рівній ділянці колії при відсутності впливу бокового вітру та низької температури оточуючого повітря. У такому разі рівняння (1) може бути записано у вигляді

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot w_x(v).$$

Перепишемо рівняння (1) у вигляді:

$$dt = -\frac{1}{\zeta} \frac{dv}{w_x(v)}. \quad (3)$$

Інтегруючи рівняння (3) у межах часу від t_n до t_{n+1} та відповідних цим моментам часу межах швидкості v_n та v_{n+1} , отримуємо залежність:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} dt = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)},$$

або

$$t_{n+1} - t_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)}. \quad (4)$$

При спрощеному аналітичному інтегруванні рівняння руху поїзда (1) значення $w_x(v)$ у межах інтервалу швидкості $v_n \dots v_{n+1}$ приймають сталим. Тоді з рівняння (4) отримаємо

$$t_{n+1} - t_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{dv}{w_x(v)} = -\frac{1}{\zeta \cdot w_{xn}} \int_{v_n}^{v_{n+1}} dv,$$

звідки

$$\Delta t_n = -\frac{\Delta v_n}{\zeta \cdot w_{xn}},$$

де Δv_n - приріст швидкості у n -ому інтервалі у км/год; Δt_n - приріст часу у n -ому інтервалі у секундах.

Для значення $\zeta = 120$ км/год² та при вираженні швидкості у км/год, а часу в секундах, отримаємо

$$w_{xn} = -\Delta v_n \cdot \frac{30}{\Delta t_n} \cdot \frac{120}{\zeta} = -\Delta v_n \frac{30}{\Delta t_n}, \quad (5)$$

З рівняння (5) виходить, що питома зовнішня рівнодіюча сила у Н/кН, що діє на одиницю рухомого складу (або поїзд), за своєю абсолютною величиною і за знаком дорівнює приросту швидкості у напрямку даної сили у км/год за 30 секунд.

Необхідно відзначити, що залежність (5) часто застосовується у практиці тягових розрахунків, але вона виведена з рівняння руху поїзда при двох припущеннях.

Перше припущення полягає у тому, що сила у межах зміни швидкості Δv за час Δt залишається сталою. Це припущення є природнім, оскільки завжди можна підібрати настільки малий приріст часу Δt , щоб похибка у вимірюванні сили була менше допустимої і менше похибки у вимірюванні часу.

Друге припущення, як це видно з самої формули, полягає у тому, що прискорення поїзда ζ від дії одиничної питомої сили прийнято рівним 120 км/год². У дійсності ж дана величина в залежності від типу рухомого складу та від навантаження змінюється у межах 107...121 км/год² [2]. Похибка при цьому не перевищує 5%.

Можна запропонувати наступний практичний спосіб визначення питомого опору руху одиниці рухомого складу, заснований на використанні формули (5) дозволяє застосувати практичний спосіб, який полягає у наступному.

Одиниця рухомого складу розганяється локомотивом (або самостійно – при наявності енергетичної установки) до певної швидкості і на деякому відомому одноманітному профілі послідовно у режимі вибігу проходить у

проміжки часу $t_1, t_2, \dots, t_n$, рівні відстані Δs , які обмежені пунктами $a, b, \dots$ і т.д., тобто відстань Δs від a до b за час t_1 , відстань Δs від b до c за час t_2 , відстань Δs від c до d за час t_3 і т.д. Візьмемо відрізок шляху від b до c , що був пройдений за час t_2 і визначимо для нього середню швидкість v_2 та питому силу опору. Очевидно, що

$$v_2 = 3,6 \frac{\Delta s}{t_2},$$

і в загальному

$$v_n = 3,6 \frac{\Delta s}{t_n}.$$

Приймаємо, що сила, яка діє у межах a до c (як вказувалось вище), є сталою. Тоді швидкість у точках b та c визначиться як

$$v_b = 2 \cdot 3,6 \frac{\Delta s}{t_1 + t_2};$$

$$v_c = 2 \cdot 3,6 \frac{\Delta s}{t_2 + t_3}.$$

Відповідно, зміна швидкості за час t_2 буде дорівнювати

$$v_c - v_b = 2 \cdot 3,6 \left(\frac{\Delta s}{t_2 + t_3} - \frac{\Delta s}{t_1 + t_2} \right) = 2 \cdot 3,6 \cdot \frac{\Delta s(t_1 - t_3)}{(t_1 - t_2)(t_2 - t_3)},$$

а сила опору, відповідно до формули (5), дорівнює

$$w_x = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot \Delta s \cdot (t_3 - t_1)}{t_2(t_1 + t_2)(t_2 + t_3)}.$$

Якщо одиниця рухомого складу за один заїзд пройде n послідовних рівних елементів колії з вимірюванням часу проходження кожного елемента, то за цей заїзд отримаємо $(n - 2)$

значень при значеннях швидкості (що послідовно зменшуються (чи збільшуються)).

Варіантом даного методу є метод скочування з вимірюванням кінетичної енергії.

Для отримання залежності $v(s)$ помножимо обидві частини рівняння (3) на v . Враховуючи $v dt = ds$, можна записати

$$ds = - \frac{1}{\zeta} \frac{v dv}{w_x(v)}.$$

Інтегруючи даний вираз у межах шляху S_n та S_{n+1} і відповідних до цих точок шляху межах швидкості v_n та v_{n+1} , отримуємо залежність

$$\int_{S_n}^{S_{n+1}} ds = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{v dv}{w_x(v)},$$

або

$$S_{n+1} - S_n = -\frac{1}{\zeta} \int_{v_n}^{v_{n+1}} \frac{v dv}{w_x(v)}. \quad (6)$$

З рівняння (6) при сталому значенні w_{xn} у n -ому інтервалі отримаємо

$$\Delta S_n = \frac{1}{120 \cdot w_{xn}} \int_{v_n}^{v_{n+1}} v dv = \frac{v_{n+1}^2 - v_n^2}{2 \cdot 120 \cdot w_{xn}},$$

якщо s – у км, або

$$\Delta S_n = \frac{1000(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{2 \cdot 120 \cdot w_{xn}} = \frac{4,17(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{w_{xn}}, \quad (7)$$

якщо s – у м.

З рівняння (7)

$$w_{xn} = -\frac{4,17(v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\Delta S_n}, \quad (8)$$

де s – в м.

З формули (8) випливає, що величину опору можна визначити, як середню у межах швидкостей v_{n+1} та v_n скочуванням на деякій ділянці колії довжиною Δs . При цьому потрібно лише вимірювати швидкість на кінцях даної ділянки і знати довжину ділянки. Вимірювання швидкості можуть бути менш точними, ніж при першому варіанті, якщо різницю v_{n+1} та v_n зробити досить великою, наприклад 10 км/год.

Формула (8) є справедливою не лише при постійній силі, але й при силі, що пов'язана зі швидкістю лінійною залежністю. Оскільки залежність сили опору w_x від швидкості є

близькою до лінійної, то формулу (8) можна на практиці застосовувати у досить широких межах швидкостей для зменшення відносної похибки. Потрібно мати на увазі, що у формулі (8) коефіцієнт 4,17 дорівнює $500/\zeta$ при $\zeta = 120$. Якщо ζ приймається не 120, то необхідно ввести відповідну поправку. З цієї метою перепишемо формулу (8) у вигляді:

$$w_{xn} = -\frac{500 \cdot (v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\zeta \cdot \Delta S_n}. \quad (9)$$

З використанням теоретичних положень, що наведені вище, дослідним шляхом визначено основний питомий опір руху дрезини ДГК-М1.

Як уже було показано величина ζ залежить від коефіцієнта інерції обертових мас і для різних типів рухомого складу наведена у [2]. Оскільки будова трансмісії дрезини ДГК-М1 подібна до трансмісії дизель-поїздів (гідравлічна передача, карданний привід колісних пар, кутові осьові редуктори), то для подальших розрахунків може бути прийнято $\zeta = 116$ км/год² [2, 11, 12]. При підстановці даного значення у (10), отримаємо кінцеву формулу для розрахунку величини основного питомого опору в інтервалі швидкостей $v_n \dots v_{n+1}$:

$$w_{xn} = -\frac{4,31 \cdot (v_{n+1}^2 - v_n^2)}{\Delta S_n}. \quad (10)$$

Для визначення відстані S , на якій відбувається зміна швидкості від v_n до v_{n+1} було проведено вісім заїздів дрезини ДГК-М1 на прямій ділянці колії з нульовим ухилом.

Фіксація відстані та швидкості проводилась з використанням GPS-датчика смартфона GSmart G1355 та програмного забезпечення Live GPS Tracker (у вільному доступі), яке дозволяє у режимі реального часу відслідковувати швидкість руху та пройденої відстань. На початку випробувань (при пробних заїздах) була здійснена звірка показів GPS – датчика та штатного електронного швидкостеміра дрезини. При цьому встановлено, що покази даних пристроїв співпадають. Інтервал зміни швидкості

становив 10 км/год, початкова швидкість, з якої розпочиналася фіксація відстані, складала 20 км/год, заїзди проводились в обох напрямках. Дрезна розганялася до швидкості, дещо вищої 20 км/год, при якій включався відлік відстані.

Результати, що отримані при заїздах, наведені у табл. 1. Заїзди під непарними номерами здійснені по лічбі кілометрів, з парними номерами – проти лічби кілометрів для компенсації неточності вимірювання профілю та впливу опору від вітру.

Таблиця 1

v, км/год	Значення пройденої відстані від початку відліку (або від попереднього значення швидкості) для заїзду							
	1	2	3	4	5	6	7	8
20	0,36	0,15	0,17	0,14	0,21	0,13	0,1	0,13
15	0,78	0,45	0,56	0,45	0,42	0,36	0,51	0,5
10	1,44	0,78	1,11	0,65	1,08	0,51	0,94	0,71
5	1,84	0,95	1,45	0,79	1,49	0,61	1,65	0,84
0	2,07	1,02	1,61	0,83	1,72	0,64	1,84	0,88

Отримані значення дозволяють за формулою (11) розрахувати основний питомий опір руху дрезини для середнього значення швидкості у інтервалі. Наведемо детальний розрахунок для інтервалу швидкості 20...10 км/год (середня швидкість руху в інтервалі 15 км/год).

Відстань, яка пройдена за даний інтервал зміни швидкості

$$s = 1,44 - 0,36 = 1,08 \text{ км} = 1080 \text{ м.}$$

Основний питомий опір руху в даному інтервалі швидкостей

$$w_x = -\frac{4,31 \cdot (10^2 - 20^2)}{1080} = 1,197 \text{ Н/кН.}$$

Подальші розрахунки зведемо до табл.2.

Таблиця 2

v, км/год	Значення основного питомого опору w_x , Н/кН, для заїзду							
	1	2	3	4	5	6	7	8
15	1,197	2,052	1,375	1,375	2,535	1,486	0,4913	0,7499
10	0,8132	1,724	0,9685	0,9685	2,535	0,8056	0,2155	0,2930
5	0,6841	1,795	0,8620	0,862	2,394	0,6734	0,0560	0,0732

Як видно з результатів розрахунку, у 5-ому заїзді значення питомого опору для усіх швидкостей є максимальними, а у 7-ому – мінімальними, що може свідчити про значне відхилення фактичної швидкості на початку замірів від значення 20 км/год.

На основі даних табл. 2 встановлено середнє значення основного питомого опору

для усіх заїздів крім 5-го та 7-ого і отримана залежність $w_x = f(v)$ у табличній формі (табл. 3).

За даними табл. 3 побудована графічна залежність $w_x(v)$, яка наведена на рис. 1.

Таблиця 3

v, км/год	15	10	5
w_x , Н/кН	1,647	1,115	0,9901

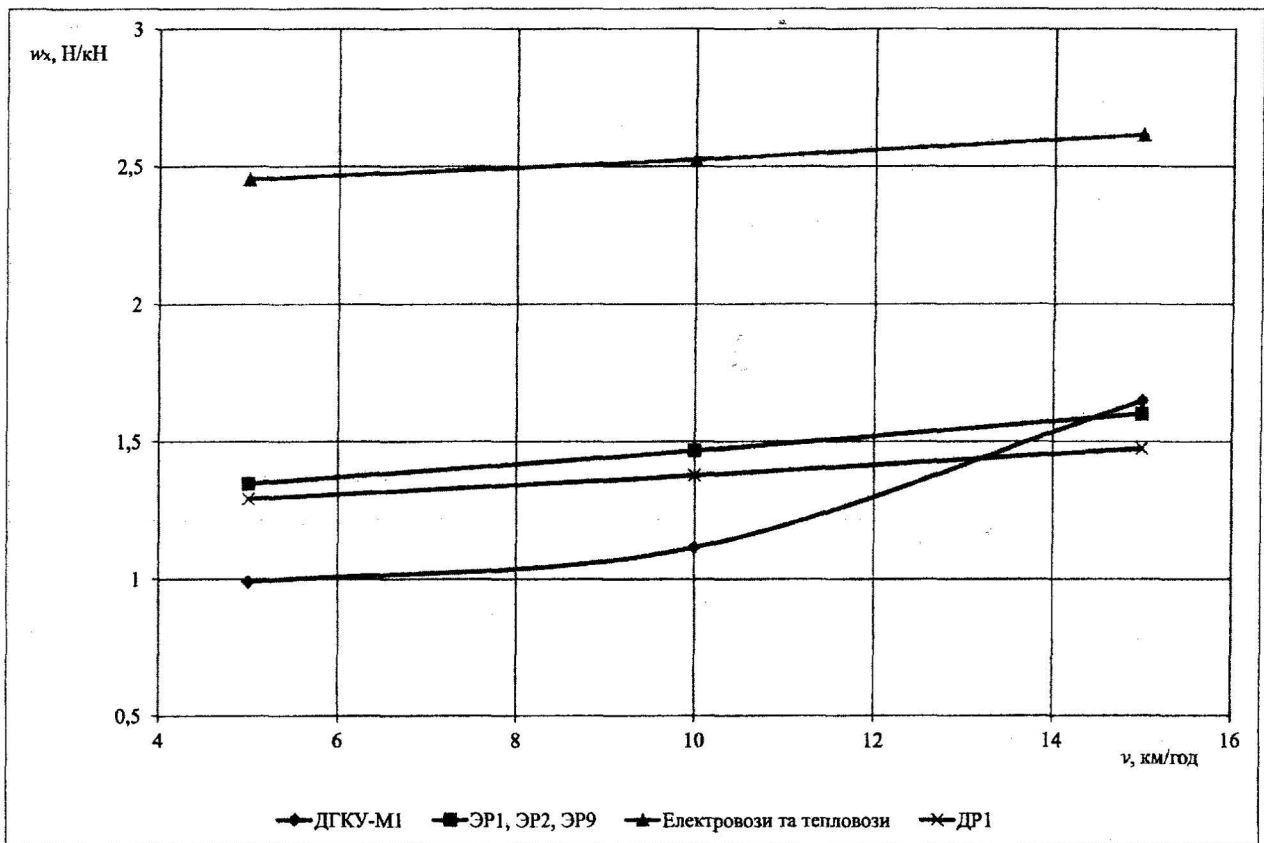


Рис. 1

Шляхом апроксимації даних встановлено, що залежність може бути описана виразом

$$w_x = 1,274 - 0,0976v + 0,0082v^2.$$

Для порівняння на рис. 1 наведені також залежності $w_x = f(v)$ для інших типів рухомого складу, які побудовані на основі формул для визначення питомого опору руху у режимі холостого ходу, що наведені у [2].

З рис. 1 видно, що питомий опір руху дрезини ДГК-М1 є близьким за значенням до опору руху дизель-поїздів та електропоїздів і значно менший, ніж питомий опір руху локомотивів.

Висновки з дослідження, перспективи, подальший розвиток. Таким чином, у результаті проведених досліджень отримана емпірична залежність $w_x = f(v)$ для дрезини

ДГК-М1, яка дозволяє визначати основний питомий опір руху даної дрезини у режимі холостого ходу, що підвищить точність тягових розрахунків вказаного типу спеціального самохідного рухомого складу, тобто поставлена мета досягнута.

При дослідженнях встановлено зручність і доцільність використання сучасних пристроїв GPS-навігації для вимірювання швидкості та пройденої відстані.

Запропонований метод може бути використаний для встановлення аналогічних аналітичних виразів для інших типів спеціального самохідного рухомого складу. З метою подальшого розвитку даного методу доцільним є встановлення точного значення сповільнення спеціального самохідного рухомого складу під дією питомої сповільнюючої сили ζ , що вимагає окремих досліджень.

Список використаних джерел

1. Осипов, С.И. Основы тяги поездов [Текст]: учебник для студентов техникумов и колледжей ж.-д. тр-та / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.
2. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
3. Гребенюк, П.Т. Тяговые расчеты [Текст]: справочник / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова; под ред. П.Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
4. Шелест, П.А. Тяговые расчеты тепловозов промышленного транспорта [Текст] / П.А. Шелест. – М.: Транспорт, 1972. – 160 с.
5. Бабичков, А.М. Тяга поездов и тяговые расчеты [Текст] / А.М. Бабичков, П.А. Гурский, А.П. Новиков. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
6. Розенфельд, В.Е. Теория электрической тяги [Текст] / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров, М.И. Озеров; под ред. И.П. Исаева. – М.: Транспорт, 1995. – 294 с.
7. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава [Текст] // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 311. – 178 с.
8. Соломонов, С.А. Путевые машины [Текст]: учебник для вузов ж.-д. тр-та / С.А. Соломонов [и др.]; под ред. С.А. Соломонова. – М.: Желдориздат, 2000. – 756 с.
9. Воробьев, В.В. Автотоматизация и автодрезины: Управление и обслуживание [Текст]: иллюстрир. пособие / В.В. Воробьев, М.А. Самсонов, В.Е. Чекулаев. – М.: Транспорт, 1987. – 215 с.
10. Бабичков, А.М. Тяга поездов. Теория, расчеты, испытания [Текст] / А.М. Бабичков, В.Ф. Егорченко. – М.: Трансжелдориздат, 1938. – 462 с.
11. Путевые машины и механизмы [Текст]: отраслевой каталог. 18.3-82. Часть 1. – М.: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по тяжелому и транспортному машиностроению, 1982. – 87 с.
12. Лернер, Б.М. Дизель-поезда. Устройство, ремонт, эксплуатация [Текст]: учебник для ПТУ / Б.М. Лернер, Н.П. Ковалев, В.П. Лебедев, А.А. Курятников. – М.: Транспорт, 1982. – 279 с.

Рецензент д-р техн. наук, профессор Б.В. Гера

Болжеларський Ярослав Володимирович, канд. техн. наук, доцент кафедри рухомого складу і колії Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна; завідувач відділу залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України (за сумісництвом). Телефон 032 267-99-74 . e-mail: jarik76@mail.ru.

Довганюк Степан Степанович, канд. техн. наук, доктор історичних наук, доцент, директор Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Телефон 032 267-99-74. e-mail: dovanyuk@ukr.net.

Набоченко Ольга Сергіївна, канд. техн. наук, старший викладач кафедри рухомого складу і колії Львівської філії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна; провідний науковий співробітник відділу залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України (за сумісництвом). Телефон 032 267-99-74 . e-mail: olganabochenko@mail.ru.

*

Bolzhelarsky Yaroslav Volodymyrovych, PhD, Associate Professor, Associate Professor of rolling stock and railway truck department of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian; head of railway research department of Lviv research Institute of forensic expertise (part-time). Tel: 032 267-99-74. e-mail: jarik76@mail.ru.

Dovganyuk Stepan Stepanovych, PhD, Associate Professor, director of Lviv branch of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian. Tel: 032 267-99-74. e-mail: dovanyuk@ukr.net.

Nabochenko Olga Sergiivna, PhD, senior lecturer of rolling stock and railway truck department of Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lasarian; leading researcher of railway research department of Lviv research Institute of forensic expertise (part-time)/ Tel. 032 267-99-74 . e-mail: olganabochenko@mail.ru.