УДК 629.4.072:629.1.072

Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Малюк С.В., Фоміна Г.М.

РОЗШИРЕНИЙ АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОПОРУ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ І ЙОГО ВПЛИВУ НА РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

На основі розширеного аналізу публікацій щодо досліджень опору руху залізничного транспорту науковців світу, починаючи із появи залізничного транспорту, встановлено, що всі вони були присвячені виключно визначенню опору руху для тягових розрахунків в залежності від швидкості руху, додаткових коефіцієнтів, геометричних і вагових параметрів. Відзначено необхідність вдосконалення і перегляду нормативів щодо тягових розрахунків опору руху , яка стосується і «Правил тягових розрахунків». Виконано аналіз нового напрямку енергозбереження на залізничному транспорті, основаного на зменшенні складової опору руху, пов'язаної із втратами потужності на спрямування екіпажів рейковою колією.

Ключові слова: *опір руху, рейковий екіпаж, залізничний транспорт, тяга поїздів, локомотив, вагони, енергозбереження, ресурсозбереження.*

1.Актуальність дослідження

На теперішній час на залізницях світу спостерігається тенденція постійного збільшення швидкості як пасажирського, так і вантажного залізничного транспорту. Однак не можна нехтувати економічністю транспортних засобів. Опір руху є одним з найважливіших факторів енергозбереження на залізничному транспорті. Основна частка витрат енергетичних ресурсів на тягу поїздів, а до 75% споживаних електроенергії і палива, припадає на подолання опору руху.

2. Постановка проблеми

Дослідження опору руху почалися на самому початку розвитку залізниць. Вже при перших експериментах було відзначено вплив на опір швидкості руху залізничного транспортного засобу, а пізніше – і ваги поїзда. З подальшим розвитком залізниць світу до визначення опору руху транспортного засобу додавались нові складові, які ні яким чином не впливали на його зменшення.

3. Теоретичний аналіз останніх досліджень і публікацій

Починаючи з перших досліджень опору руху і до теперішнього часу, практично всі вони були експериментальними і проводилися з метою отримання формул для тягових розрахунків. Обґрунтуванням необхідності аналізу досліджень опору руху є наступне:

- досі системного аналізу досліджень опору руху, який би охоплював світову історію розвитку залізничного транспорту не було. Відомі огляди досліджень опору руху обмежувалися в рамках країни, як, наприклад, монографія [1] та стаття [2], або окремими типами рухомого складу, як монографія [3].
- переважна більшість досліджень мала характер констатації явища опору руху і проводились з метою отримання формул для практичного застосування у тягових розрахунках [39]. При цьому, питання ресурсозбереження за рахунок зменшення опору руху не розглядалися.

Більшість сучасних робіт, що комплексно розглядають питання енергоефективності залізничного транспорту, включають проблему опору руху, як основний фактор зменшення витрат на тягу поїздів. У статті [28], зокрема, відмічається, що ефективне зниження опору руху поїздів та належне технічне обслуговування рухомого складу і колії є суттєвим для економії електроенергії на залізничному транспорті.

4. Мета дослідження

Метою досліджень є розширений аналіз наукових досліджень науковців світу щодо опору руху залізничного транспорту, включаючи перші публікації, які з’явились із появою залізничного транспорту і визначення ступеня їх впливу на ресурсозбереження.

5. Задачі дослідження

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- визначення основних світових тенденцій і наукових підходів до досліджень опору руху залізничного транспорту.
- аналіз нормативів, прийнятих у різних країнах, щодо тягових розрахунків опору руху.
- визначення перспектив зменшення опору руху на залізницях за рахунок факторів, які ще не зовсім досліджувані і впливають на ресурсозбереження.

6. Викладення основного матеріалу на основі аналізу досліджень і публікацій стосовно опору руху рейкових екіпажів.

6.1. Дослідження основного опору руху рейкових екіпажів

При аналізі досліджень опору руху використовувались доступні в Internet-просторі джерела провідних

видавництв, університетів та дослідницьких організацій світу, що займаються проблемами опору руху залізничного рухомого складу.

В 1818р. творець першого паровоза – славнозвісної «Ракети» – Джордж Стефенсон (*George Stephenson*) провів в Англії перші досліди з визначення опору руху вагонів. В 1825р. чеський інженер Франц Антон фон Герстнер (*Franz Anton Ritter von Gerstner*), який пізніше побудував першу в Російській імперії Царськосільську залізницю, визначав, що опір руху екіпажу при перевезенні вантажу по рейках в сім разів більший, ніж при русі по ґрунтовій дорозі.

В 1835р., коли перша залізниця російської імперії тільки проектувалася, П. Мельников – Міністр шляхів сполучення Російської імперії у 1865-96рр. – написав книгу, в якій були описані досліди з визначення опору руху рухомого складу. В 1858р. російський інженер А. Добронравов в книзі «Загальна теорія парових машин і теорія паровозів» [4] докладно розглянув складові елементи опору руху поїзда. Добронравов поставив питання про взаємозв'язок сили тяги локомотива, ваги поїзда, профілю колії та «вміння керувати паровозом».

Велика серія експериментальних досліджень опору руху рухомого складу, сили тяги, витрат води і палива проводилися в 1877-1879рр. під керівництвом російського інженера В. Лопушинського на Моршансько-Сизранській залізниці [5]. Досліди довели необхідність врахування кінетичної енергії поїзда при тягових розрахунках. За результатами дослідів виведені емпіричні формули для визначення основних питомих опорів руху пасажирських і вантажних вагонів і паровозів наступного вигляду

$$W = A + BV + CV^2, \tag{1}$$

де W – абсолютний опір руху у одиницях сили;
V – швидкість руху.

Коефіцієнти A і B – визначають вплив на опір руху маси і механічної складової взаємодії з колією, коефіцієнт C – вплив аеродинамічного опору.

У праці професора Російського інституту інженерів шляхів сполучення Л. Єрмакова «Визначення витрачання палива паровозами» (1877р.) розроблені основи тягових розрахунків для визначення ваги поїзда, часу ходу, допустимої швидкості поїздів по гальмах, витрат води і палива. При встановленні економічної вигідності розгону поїзда перед підйомом враховувалося використання накопиченої кінетичної енергії поїзда. У його статті [6] «Дані і розрахунки, що відносяться до вживання паровозів» розглянуто розподіл діючих в поїзді сил опору руху: опору руху на прямій горизонтальній колії, опір руху тендерів, опір руху від підйомів і опір при проходженні кривих ділянок колії.

У 1881р. український інженер А. Бородін під час дослідів над паровозами запропонував проводити досліди з опору руху в лабораторії, де паровоз при будь-якому постійному режимі віддає свою роботу на трансмісію або через катки на гальма. У 1882р. в Київських майстернях ним була створена перша в світі паровозна лабораторія [7].

У 1889р. професор Н. Петров і інженер В. Лопушинский (Росія) на основі теоретичних та експериментальних досліджень на Московсько-Курській і Владикавказькій залізницях запропонували розрахункові формули для визначення опору рухомого складу [8], як функції від швидкості руху:

для двовісних вантажних вагонів

$$w_o'' = 1{,}8 + 0{,}073 \cdot V + 0{,}001 \cdot V^2 \ , \tag{2}$$

для двохосьових пасажирських вагонів

$$w_o'' = 1{,}8 + 0{,}083 \cdot V, \tag{3}$$

де w_o'' – питомий основний опір руху поїзда в *кг/т*;
V – швидкість руху (*км/год*)[1].

Вивчення сил опору руху велося як експериментальними, так і теоретичними методами. Теоретичні роботи професора Н. Петрова в області тертя стали класичними і до теперішнього часу вивчаються фахівцями з питань опору руху рухомого складу. В курсі «Паровози» та в інших його працях [8–10] систематизовані дослідження з теорії тяги поїздів. Професор Петров докладно розглянув причини виникнення опору руху коліс на стиках, повітряного опору руху поїзда. Створена і опублікована професором Петровим у 1883р. гідродинамічна теорія тертя, пояснила явища, що відбуваються в буксах колісних пар і допомогла по-новому висвітлити питання опору руху.

---

[1] ml – міля (від лат. *milia passuum*, тисяча подвійних кроків) – британська та американська міра довжини. Тут 1 міля = 1609,344 *м*

Професор Н. Петров вважається основоположником теорії тяги поїздів. Він вивів формулу для основного питомого опору руху двовісних вантажних вагонів, цікаву своєю структурою, а саме наявністю в ній двох головних факторів, що впливають на опір руху: швидкості і ступені завантаження вагонів. Формула професора Петрова для двовісних вантажних вагонів виглядала так

$$w_o'' = 1{,}2 + 0{,}9 \cdot V/q + 0{,}0012 \cdot V^2/q + + 0{,}03 \cdot V^2/Q, \quad (4)$$

де q – середня вага завантаженого вагона в *тонах*;
Q – вага – всіх вагонів в поїзді, в *тонах*.

Інженер С. Смирнов, директор Петербурзького Путіловського заводу, у 1895р. виклав основи способу «мінімуму» для визначення напрямних сил рейок в кривих в роботі [11].

У 1898р. російський інженер Ю. Ломоносов за дорученням служби тяги Харків-Миколаївської залізниці провів випробування паровозів у складі поїздів. В праці [12] Ю. Ломоносов обґрунтував необхідність відмови від виключно теоретичного визначення опору руху рухомого складу і переходу до визначення його дослідним шляхом.

В 1904 р. американський професор Девіс (*W.J. Davis*) в «Залізничному журналі» (*Street Railway Journal*) опублікував статтю [13] за результатами своїх експериментальних досліджень перших електричних локомотивів. Перші комплексні випробування з визначення опору електровозів на високих швидкостях і вплив на опір різного числа вагонів в поїзді були проведені автором на ділянці Буффало і Локпорт (*Buffalo & Lockport*) з максимальними швидкостями 60 миль на год (ml/h). Девіс (*W.J. Davis*) запропонував наступну формулу для розрахунків опору руху поїздів з електровозною тягою

$$w = b = cV^2 + dV^2/Q[A_1 + m(A_2 + A_3 + \ldots + A_n)] \quad (5)$$

де w – питомий опір руху поїзда (lb/ton);
V – швидкість руху (ml/h)[2];
c – комплексний коефіцієнт тертя ковзанні і кочення;
d – коефіцієнт вітрового тиску;
m – коефіцієнт пропорційності, що показує вплив кожного вагону на загальний аеродинамічний опір руху;
$A_1, A_2, \ldots, A_n$ – площі поперечного перерізу і вагонів (lb^2).

Протягом 1908-16рр. в експериментальній лабораторії Іллінойського університету (США) під керівництвом професора Шмідта (*Edward C. Schmidt*) і інженера Дуна *(H. Dunn*) було проведено велику серію експериментів щодо визначення опору руху вантажних та пасажирських поїздів на паровій та електричній тязі. Результати було отримано в дослідних поїздках в діапазоні швидкостей 10-55 миль/год. Результати досліджень було опубліковано у бюлетенях науково-дослідної експериментальної лабораторії (*Engineering Experiment Station*) Іллінойського університету (*University of Illinois, Urbana*) у 1910-27рр. [14-18].

У 1927р. Шмідт (*Edward C. Schmidt*) узагальнив результати багаторічних досліджень опору руху вантажних поїздів в кривих ділянках колії [19]. Шмідт запропонував у якості одиниці вимірювання додаткового опору руху від кривої питомий опір у *кг на тону ваги на градус*.

Авторство квадратичної форми функції опору руху від швидкості приписують різним дослідникам. Іноді її називають «Формула Петрова-Лопушинського», іноді – «Формула Борриса» («*von Borries Formel*»), іноді – «Формула Лейтцманна» (*Leitzmann Formel*), або – «Функція Барбієра» (*Function de Barbier*) [20].

Відомі також ще декілька авторських формул [21]:

Формула Вестенгауза (*Westinghouse*) (1880р.)

$$w = 4 + V/10 + 10S^2/36 \cdot Q. \quad (6)$$

Формула Майлоукса (*Mailloux*) (1904р.

$$w = 3{,}5 + 0{,}15V + (0{,}02N + 0{,}25/NQ)V^2. \quad (7)$$

Формула Коля (*Cole*) (1909р.)

$$w = 5{,}4 + 0{,}002(V - 15)^2 + 100/(V + 2)^2. \quad (8)$$

Формула Армстронга (*A.H. Armstrong*) (1910р.)

---

[2] ml – міля (від лат. *milia passuum*, тисяча подвійних кроків) – британська та американська міра довжини. Тут 1 міля = 1609,344 *м*

$$w = 50/\sqrt{Q} + 0{,}03V + 0{,}002aV^2/Q. \quad (9)$$

У формулах (6)-(9) позначено:
w – питомий основний опір руху (lb/ton);
V – швидкість руху (ml/h);
Q – вага поїзда (ton);
a – площа поперечного перерізу вагона (lb^2);
N – кількість вагонів у поїзді.

Але найбільш часто фундаментальну формулу для опору руху називають рівнянням Девіса (*Davis equation*). У 1926р. у брошурі [22] Девіс запропонував удосконалену емпіричну формулу для визначення опору руху поїзда у прямій ділянці колії у вигляді

$$w = 1{,}3 + 29/Q + 0{,}045V + 0{,}0005aV^2/QN. \quad (10)$$

Протягом багатьох десятиліть оригінальна формула Девіса залишалася незмінною, але з появою нових типів рухомого складу, модернізації старого, збільшення швидкостей, а також у зв'язку з великим значенням точності тягових розрахунків, зусиллями сотень дослідників формула Девіса постійно змінювалася, доповнювалася та уточнювалася.

Американська Асоціація залізничних інженерів (*American Association of Railway Engineers – AREA*) на основі тривалих випробувань у 40-50 роках 20-го століття модифікувала рівняння Девіса у вигляді

$$w_u = 0{,}6 + 20/q + 0{,}01 \cdot V + K \cdot V^2/q \cdot N\ , \quad (11)$$

де K – коефіцієнт аеродинамічного опору.

У 1937р. на головній лінії Жовтневої залізниці ЦНДІ МШС[3] були проведені випробувальні поїздки для визначення основного опору пасажирських вагонів, в результаті чого було отримано формули

для двовісних пасажирських вагонів

$$w_0'' = 1{,}4 + 0{,}017v + 0{,}0003V^2, \quad (13)$$

для чотиривісних пасажирських вагонів

$$w_0'' = 1{,}4 + 0{,}012v + 0{,}0003V^2, \quad (14)$$

які по теперішній час використовуються у практиці тягових розрахунків [39].

Правила тягових розрахунків є основним документом, який визначає якість роботи залізничного транспорту. Але що стосується розділу, в якому надаються розрахункові залежності із визначення опору руху одиниць залізничного транспорту, то в ньому використовуються застарілі формули, які вже давно потребують вдосконалення і перегляду. Це пов’язано із впровадженням нового рухомого складу із швидкостями руху більше 120 км/год, до якого пред’являють вимоги енергозбереження.

В 1947р. радянський професор П. Гурський провів ряд випробувальних поїздок з чотиривісними цистернами [23], в результаті чого були отримані залежності опору руху для навантажених (15) і порожніх (16) цистерн:

$$w_0'' = 1{,}3 + 0{,}04V, \quad (15)$$

$$w_0'' = 1{,}3 + 0{,}06V. \quad (16)$$

6.2. Дослідження опору руху екіпажів у кривих ділянках колії

Опір руху в кривих є найменш дослідженим, а отримані результати – суперечливими у порівнянні з іншими складовими опору руху. В «Правилах тягових розрахунків для поїзної роботи» наведена формула для визначення приблизного значення додаткового опору руху в кривій

$$w_r = 700/R, \quad (17)$$

де R – радіус кривої (*м*).

В декількох країнах (США, Італія, Англія, Китай) в тягових розрахунках використовують формулу, аналогічну (17), з іншими коефіцієнтами (табл.1).

[3] *Центральний научно-исследовательский институт Министерства путей сообщения* (*ЦНИИ МПС*)

Таблиця 1

Формули для приблизної оцінки додаткового опору руху в кривих в деяких країнах

Країна	Формула для опору руху в кривій
Сполучені Штати Америки	$w_r = 446/R$
Італія	$w_r = 800/R$
Англія	$w_r = 600/R$
Китай	$w_r = 573/R$

У Німеччині, Австрії, Швейцарії, Чехії, Словаччині, Угорщині та Румунії використовуються формули, де замість радіусу кривої R у знаменнику формули (17) використовується різниця $(R - b)$, де b постійна величина

$$w_r = 650/(R - 55) \text{ – для кривих з радіусом } R > 300 \text{ м};$$

$$w_r = 500/(R - 30) \text{ – для кривих з радіусом } R < 300 \text{ м}.$$

Однією з головних і найбільш ресурсномістких проблем, що стоїть перед залізничним транспортом вже більше 30 років, вважається проблема інтенсивного зносу гребнів коліс в кривих ділянках колії. Значно більший знос коліс і рейок в кривих у порівнянні з прямими пояснюється тим, що спрямування рухомого складу в кривих відбувається за рахунок сил тертя ковзання між гребнями і рейками [32].

В Україні, для точних розрахунків додаткового опору руху в кривих рекомендується використовувати наступну формулу [39]

$$w_r = 200/R + 1{,}5\tau_к\,, \tag{18}$$

де $\tau_к$ – непогашене радіальне (відцентрове або доцентрове) прискорення екіпажу русі в кривій, визначене у м/с,

$$\tau_к = V^2/R - hg/s, \tag{19}$$

де h – підвищення зовнішньої рейки (*м*);
g – прискорення вільного падіння (9,81 *м/с*^{2});
s – відстань між кругами кочення коліс (для колії 1520 мм $s = 1{,}6$ *м*).

З урахуванням (19)

$$w_r = 200/R + 1{,}5(V^2/R - hg/s). \tag{20}$$

Як видно з рис. 1, опір руху, визначений за формулою (20) для деяких умов руху рухомого складу мають негативне показники, що не відповідає загальноприйнятим уявленням про природу процесу.

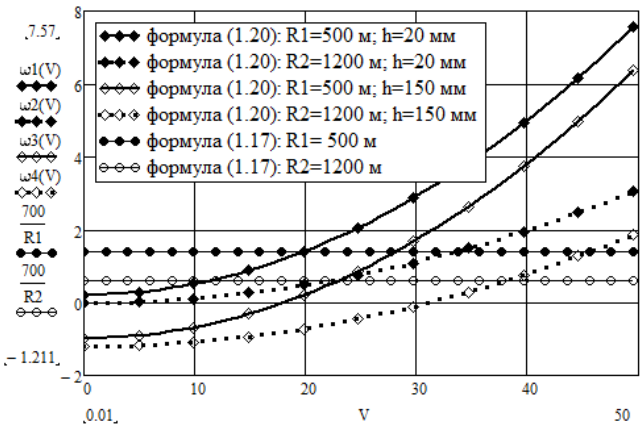

Рис. 1. Залежності питомого опору руху рухомого складу в кривій, побудовані за формулами (17) і (20)

Якщо вагон рухається у кривій з рівноважною швидкістю, то сумарна відцентрова сила дорівнює нулю і можна сподіватися на мінімальний бічний вплив гребнів коліс на рейки і відповідно мінімальне значення складової опору руху, що залежить від тертя гребнів по бічних гранях рейок.

При цьому, рівноважна швидкість визначається з умови

$$V^2/R - h \cdot \frac{g}{s} = 0, \tag{21}$$

Звідки

$$V = \sqrt{R \cdot h \cdot g/s}. \tag{22}$$

Наявність мінімуму залежності опуру руху в кривій від швидкості знайшли підтвердження ще у декількох експериментальних дослідженнях. Насамперед, це результати, представлені Армстронгом (*A. Armstrong*) у 1910р. у книзі [25].

На експериментальній кольцевій залізниці ВНДІЗТ[4] у 1960-62рр. П. Астаховим, було отримано залежності опору руху в кривій від швидкості, що також підтверджують наявність мінімуму у зоні рівноважної швидкості [26].

Експериментальна кольцева залізниця ВНДІЗТ має кільцеву форму з постійним радіусом 955 *м* і підвищенням зовнішньої рейки 60 *мм*. Розрахункова рівноважна швидкість за формулою (22) дорівнює 18,7 *м/с* або 67 *км/год*, що співпадає з результатами експериментів, описаних у [24, 26, 27].

П. Астахов [27] пропонує удосконалити формулу (20) для опору руху в кривих і використовувати її у вигляді

$$w_r = 200/R + 1{,}5 \cdot |V^2/R - h \cdot g/s| \ . \qquad (23)$$

6.3. Сучасні дослідження опору руху рейкових екіпажів

До сил опору руху поїзду відносять діючі на нього зовнішні сили, спрямовані, як правило, проти руху. Опір руху поділяється на основний, що діє при русі поїзду постійно, та додатковий, що виникає тільки в окремих умовах [31-33, 35].

Суму сил основного та додаткового опору називають загальним опором руху поїзду. В розрахунках використовуються питомі показники опору руху, тобто абсолютні сили опору, віднесені до ваги відповідної одиниці рухомого складу і вимірюються в різних країнах різними одиницями, наприклад: N/kN, kg/ton, lb[5]$/ton$, тощо.

Основний опір руху діє при русі у прямолінійній горизонтальній ділянці колії при відсутності вітру і має наступні складові, пов'язані із наступними процесами:

- тертя в буксових підшипниках рухомого складу;
- тертя ковзання коліс по рейках;
- удари на нерівностях рейок;
- аеродинамічний опір повітряного середовища.

До сил додаткового опору руху відносять сили опору, що діють у певних умовах:

- на ухилах колії;
- в кривих ділянках колії;
- при роботі підвагонних генераторів в пасажирських вагонах;
- при низьких температурах зовнішнього повітря;
- при рушанні з місця;
- при зустрічному або бічному вітру.

Тягове зусилля локомотива необхідне для подолання опору до руху як локомотива, так і поїзду. Коли тягова сила більша, ніж опір, тоді поїзд прискорюється відповідно до закону руху Ньютона. Якщо тягова сила дорівнює опору, то поїзд буде рухатися при постійній швидкості. Якщо тягова сила менше опору, то поїзд сповільнюється. Як відомо, спрямування залізничних екіпажів рейковою колією відбувається під дією горизонтальних сил контактування коліс із рейками.

Опір тертя ковзання і опір у кривій в прийнятій класифікації опору руху знаходяться в різних його складових, перший – в основному опорі руху, а другий – в додатковому. Але їх виникнення має загальну природу – фрикційна взаємодія в контактах коліс з рейками, викликана проковзуванням при спрямуванні колісних пар рейковою колією. Контактні проковзування є основною причиною зносу поверхонь кочення коліс і рейок в кривих ділянках колії, який значно впливає на їх ресурс.

На сьогоднішній день більшість досліджень з покращення техніко-економічних характеристик рухомого складу залізниць присвячена удосконаленню їх конструкцій. Так наприклад в статті [36] автор наводить розроблені методи покращення масово-міцнісних властивостей рухомого складу шляхом оптимізації моментів опору їх несучих систем. Однак функціонал такої оптимізації не чітко визначає вплив змін конструкцій на опір руху об'єкту досліджень. В роботі [38] представлені перспективи розвитку конструкцій рухомого складу, проте в ній недостатню увагу приділено відповідним питанням опору руху. Зокрема не розкрито існуючу економічну доцільність розгортання таких науково-дослідних робіт [36, 38].

В роботі [37] розглядаються питання впливу тертя в елементах з'єднань і вузлів вагонів на показники їх динаміки, зокрема опір руху. Вплив тертя у контактах коліс із рейками на показники опору руху не розглядається. В роботі [38] представлені перспективи розвитку конструкцій рухомого складу, проте в ній недостатню увагу приділено відповідним питанням опору руху, а саме як зміни конструкції вплинуть на опір руху.

Розгляд системи екіпаж-колія, як групового багатоконтактного колісного рушія, дозволяє виявити природу

---

[4] *Экспериментальная кольцевая железная дорога ВНИИЖТ* (*Экспериментальное кольцо ЦНИИ МПС*)

[5] lb – фунт (від лат. *libra* – ваги) –одиниця маси и сили в англомовних країнах. 1 фунт ≈ 0,454 *кг*.

додаткової складової загального опору руху, пов'язаної із спрямуванням екіпажів рейковою колією. Ця складова має значний вплив на знос контактних поверхонь коліс і рейок [31].

Першим найбільш докладним дослідженням спрямування екіпажів рейковою колією, як фрикційної взаємодії коліс і рейок можна вважати працю Х. Хеймана [40]. В роботі закладено основні ідеї, спрямування рейкових екіпажів колією. Хоча основну увагу було сфокусовано на силах спрямування, але робота стала підґрунтям подальших досліджень зокрема опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар колією.

Відносна кінематика колісних пар і колії і знос коліс і рейок в кривих ділянках колії розглядався у роботі [41]. Модель контактування рейкового екіпажу і колії розглядається як система багато-точкового контакту коліс і рейок. Аналізуються кінематичні проковзування у контактах при радіальній і оптимальній установці колісних пар в колії. Зроблено висновок про суттєвий вплив паразитних проковзувань на знос коліс і рейок.

Оцінці спрямовуючих сил при проходженні екіпажем кривих малого радіусу присвячено роботу [42]. Оцінку зроблено відповідно до європейського стандарту EN 14363 або UIC 518, який використовується при розробці нових, реконструйованих або модернізованих залізничних транспортних засобів. Викладена методика визначення квазістатичного спрямовуючого зусилля непрямим чином підтверджує значний рівень опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажу колією малого радіусу.

Одним з найбільш актуальних питань залізничної галузі є збитки, пов'язані впливом на інфраструктуру залізниці стану колії і зносу поверхонь кочення коліс транспортних засобів. Дослідженням впливу умов експлуатації рухомого складу на еволюцію зносу залізничних коліс і, як наслідок, на зміну їх профілів та на сили взаємодії транспортного засобу і колії присвячено роботу [43]. Досліджувались навантаження, що діють на залізничну інфраструктуру з боку поїзда на різних швидкостях, на ділянках колії з нерівностями і без нерівностей, а також з колесами, які мають нові та зношені профілі. Дослідження показали, що динамічні навантаження на колію, практично не залежить від стану зносу коліс. З іншого боку, нерівності рейок можуть істотно впливати на сили взаємодії транспортного засобу і колії.

У роботі [44] на основі динамічних багатомасових математичних моделей досліджувалася динаміка руху поїзда у кривих ділянках колії. Задачею досліджень було з'ясування впливу експлуатаційних умов руху поїзда на процес деградації коліс і рейок. З цією метою було введено поняття «робочі умови експлуатації», як базові для порівняння результатів досліджень. Розглядалися різни варіанти геометрії коліс і рейок. За результатами дослідження відмічається великий вплив на деградацію коліс і рейок, насамперед геометрії профілю коліс, радіусу кривої. Зроблено також висновок про залежність виду деградації поверхонь кочення коліс і рейок від умов експлуатації, а саме: у кривих великих радіусів з високим рівнем бічних нерівностей переважає втомне руйнування поверхонь кочення. Для кривих малого радіусу механізм фрикційного зносу є домінуючим, а збільшення рівня бічних нерівностей призводить до переходу до змішаного втомно-зносного режиму деградації. Вплив геометрії коліс і рейок на деградацію вивчався параметризацією геометрії профілів коліс шляхом отримання мета-моделі через регресійний аналіз. Користуючись загальноприйнятною енергетичною теорією зносу, що пов'язує знос із фрикційними силами взаємодії у контактах коліс і рейок, можна зробити додатковий висновок про залежність сил опору руху від радіусу кривих і горизонтальних нерівностей колії.

Зменшення зносу профілів коліс високошвидкісних поїздів і продовження терміну служби коліс є задачею багатьох досліджень. У роботі [45] ця задача вирішується на математичній моделі високошвидкісного поїзда, в якому колеса розглядалося як гнучкі тіла, шлях без нерівностей. Глибина зносу профілю колеса розраховувалась за відомим законом Арчарда (Archard). За допомогою цієї моделі було вивчено вплив профілю колеса, первинної жорсткості підвіски, ширини колії на знос профілю колеса. Результати моделювання дозволили порівняти профілі коліс щодо зносостійкості поверхонь кочення і визначити параметри «оптимального» профілю. Наприклад, профіль типу XP55 показав найменшу сукупну глибину зносу, а профіль LM – має найбільшу глибину зносу. Зроблено висновок: для зменшення зносу профілю уклон поверхні кочення повинен бути у межах 1:35 - 1:40.

Робота [46] також присвячена аналізу факторів, що впливають на фрикційні процеси у контакті коліс із рейками. Докладно розглядається гармонійна модель зносу колеса в підгребеневій і гребеневій частині профілю поверхні кочення. Засновуючись на теоретичних положеннях теорії Клінгеля (Klingel) автори вважають, що кінематичні поперечні коливання, що отримали назву «виляння», є основною причиною динамічних нормальних і тангенціальних навантажень у контактах коліс із рейками. Вочевидь, що до цих навантажень слід віднести і сили опору руху, як пов'язані із спрямуванням екіпажів рейковою колією.

Сам принцип спрямування екіпажу рейками за рахунок сил взаємодії екіпажу і колії в точках контакту вимагає наявності керуючих впливів з боку рейок, які неминуче призводять до появи опору руху [33]. Додатковий опір руху, що є результатом групової взаємодії коліс з рейками і циркуляції паразитної потужності в замкнутих силових контурах колісних пар та візків автори пропонують називати циркуляційних опором руху.

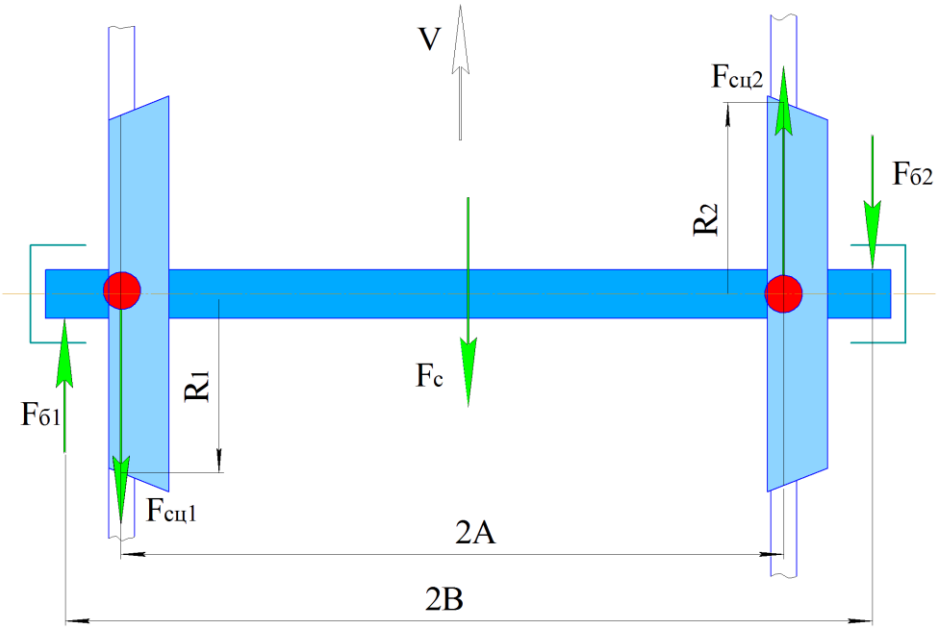

Рис.3. Схема утворення циркуляційного опору руху колісної пари

Циркуляційний опір руху F_c може бути визначений з системи рівнянь

$$\begin{cases} F_c + F_{сц1} - F_{сц2} = 0; \\ (F_{б1} + F_{б2}) \cdot B - (F_{сц1} + F_{сц2}) \cdot A = 0. \end{cases} \quad (24)$$

При русі колісної пари в рейкової колії кожному її поперечному положенню відносно осі колії, який визначає радіуси конусів катання коліс, відповідає миттєвий радіус повороту, при якому вона може перекочуватися без проковзувань у контактах з рейками, рухаючись по так званій рівноважної траєкторії. Однак, внаслідок взаємодії між колісними парами через раму візка, фактична траєкторія кочення кожної з колісних пар відрізняється від рівноважної. Досить жорсткий кутовий зв'язок між колесами призводить до циркуляції потужності в контурі «рейкова колія-колісна пара», перерозподілу силового потоку між колесами і, як наслідок, підвищенню опору руху, а у локомотивів, до того ж, і погіршенню зчіпних якостей.

У разі групового приводу колісних пар силовий контур має кілька розгалужуються ланцюгів. Енергія циркуляції силового контуру поглинається, в основному, в контактах коліс з рейками, а частково, в дисипативних зв'язках візки. Нерівномірність перерозподілу силового потоку між колесами залежить від декількох факторів:

- жорсткості характеристик зчеплення;
- крутильної жорсткості осі, тобто параметрів зв'язку коліс;
- геометричних характеристик колісної пари, включаючи конусність і діаметр поверхонь катання коліс, ширину колії і базу візка;
- параметрів поздовжніх і поперечних буксових зав’язків колісної пари з рамою візка;
- радіусів кривої ділянки колії.

Як було зазначено, циркуляційний опір є наслідком циркуляції силових потоків в замкнутих контурах. Контакти коліс з рейками виконують роль роз'єднуючих вузлових точок. Рівень циркулюючої потужності обмежується граничними значеннями сил зчеплення в контактах, завдяки проковзуванню. Проковзування в контактах коліс з рейками пов'язані з двома парціальними рухами колісної пари: прямолінійним і кутовим навколо миттєвого центра повороту. Дійсний рух колісних пар є сумою цих рухів.

Існування циркуляційного опору руху яскраво підтверджується явищем коливання виляння колісних пар і візків. Можна сказати, що на коливання виляння витрачається паразитна енергія, що циркулює у замкнутих силових контурах колісних пар.

Диференціальний та циркуляційний опір руху є складовими кінематичного опору руху [35]. Кінематичний опір руху має ознаки і основного і додаткового опору, тому, умовно, при русі в прямих ділянках колії його слід розглядати, як частину основного, а при русі в кривих, як частину додаткового. Диференціальний та циркуляційний опір руху виникає, як правило, при наявності замкнутих силових контурів, типових не тільки для випадку взаємодії залізничних екіпажів і колії, а й для багатьох інших динамічних систем з багато-поточною передачею сил і моментів. Динамічні процеси при розгалуженні силових потоків, притаманні приводам більшості транспортних засобів, частково досліджуються за допомогою теорії силового потоку. Деяку подобу силових контурів можна побачити в теорії електричних ланцюгів. Однак, багато явищ, що відбуваються в замкнутих пружних силових контурах механічних передач, можуть бути описані тільки за допомогою теорії замкнутих

силових контурів, яка потребує уточнення.

Досліджень, присвячених розробці принципів проектування екіпажів з низьким опором руху на основі технічних рішень з більш раціональним розподілом кінематичного проковзування в контактах коліс з рейками авторами не знайдено.

6. Висновки

Розглянуті в розширеному огляді дослідження не залишають сумнівів в тому, що одним із головних факторів, які впливають на величину опору руху залізничного транспорту, є швидкість руху. При цьому вплив швидкості руху завжди однозначний: із ростом швидкості величина опору рухомого складу збільшується.

Велика кількість формул із визначення опору руху дуже різноманітна. Однак навіть більш складні з них не відображають всіх факторів, які впливають на величину основного опору руху. Крім того, практика тягових розрахунків висуває вимоги про необхідність максимального спрощення розрахункових формул із введенням геометричних та силових складових, які б впливали на ресурсозбереження.

На основі наведеного вище можна сформулювати наступні висновки:

1. Основні світові тенденцій і наукові підходи до досліджень опору руху залізничного транспорту були експериментальними і зведені, в основному, до визначення опору з метою отримання формул для тягових розрахунків.
2. Аналіз нормативів, прийнятих у різних країнах, щодо тягових розрахунків опору руху потребує удосконалення і деяких змін і спрощення. Це стосується і «Правил тягових розрахунків».
3. Розгляд системи екіпаж-колія, як групового багатоконтактного колісного рушія, дозволяє виявити природу додаткової складової загального опору руху, пов'язаної із спрямуванням екіпажів рейковою колією
4. Існує необхідність вивчення перспектив зменшення опору руху на залізницях за рахунок факторів, які ще не зовсім досліджувані і впливають на ресурсозбереження.

Література

1. Астахов, П. Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава [Текст] / П. Н. Астахов. – М.: Транспорт, 1966. – 179 с.
2. Lukaszewicz, P. Running resistance-results and analysis of full-scale tests with passenger and freight trains in Sweden [Text] / P. Lukaszewicz // Journal of Rail and Rapid Transit. – 2007. – N. 221(2) – P. 183-193.
3. Davis W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars [Text] / W. J. Davis // General Electric. – 1926. – 112 p.
4. Добронравов, А.Г. Общая теория паровых машин и теория паровозов [Текст] / А. Г. Добронравов. – С.-Петербург, 1858.
5. Лопушинский, В. И. Сопротивление паровоза и вагона движению и действию паровой машины паровоза [Текст] / В. И. Лопушинский. – С.-Петербург, 1880.
6. Єрмаков, Л. А. Дані і розрахунки, що відносяться до вживання паровозів (1809-1959) [Текст] / Л. А. Єрмаков. – М.: МИИТ, 1960.
7. Бородин, А. П. Службы подвижного состава Юго-Западных железных дорог в период десятилетия 1880 - 1889 гг. [Текст] / А. П. Бородин // Инженер. – 1893. – № 1; 1895. – № 2-4.
8. Петров, Н. П. О наивыгоднейшей скорости товарных поездов [Текст] / Н. П. Петров. – С.-Петербург, 1892.
9. Петров, Н. П. Паровозы [Текст] / Н. П. Петров. – С.-Петербург, 1879.
10. Петров, Н. П. Сопротивление поездов на железных дорогах [Текст] / Н. П. Петров. – С.-Петербург, 1898.
11. Смирнов, С. И. Курс подвижного состава и тяги [Текст] / С. И. Смирнов. – С.-Петербург, 1895.
12. Ломоносов, Ю. В. Тяговые расчеты и приложения к ним графических методов [Текст] / Ю. В. Ломоносов. – С.-Петербург, 1912.
13. Davis, W. J. Train resistance [Text] / W. J. Davis // The Street railway journal. – 1904. – Vol. 24. – No. 23. – P. 1000-1003.
14. Schmidt, E.C. Passenger train resistance [Text] / E.C. Schmidt, H.H. Dunn // University of Illinois bulletin. Urbana: University of Illinois. Engineering Experiment Station. – 1918. – N 110. – 44 p.
15. Schmidt, E.C. Freight Train Resistance: Its Relation to Car Weight [Text] / E.C. Schmidt // Bulletin 43. – 1910. – 144 p.
16. Schmidt, E.C. The Effects of Cold Weather upon Train Resistance and Tonnage Rating [Text] / E.C. Schmidt, F.W. Marquis // Bulletin 59. – 1912. – 25p.
17. Dunn, H.H. The Tractive Resistance of a 28-ton Electric Car [Text] / H.H. Dunn // Bulletin 74. – 1914. – 45p.
18. Schmidt, E.C. The Tractive Resistance on Curves of a 28-ton Electric Car [Text] / E.C. Schmidt, H.H. Dunn // Bulletin 92. Of the Engineering Experiment Station of the University of Illinois. – 1916. – 54p.
19. Schmidt, E. Freight train curve resistance on a one-degree curve and on a three-degree curve [Text] / E. Schmidt // University of Illinois bulletin. 1927. – Vol . XXIV. – No. 45.
20. Rochard, B. A review of methods to measure and calculate train resistances [Text] / B. Rochard, F. Schmidt // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2000. – V 214. – N. 4. – 185-199.

21. Armstrong, A. Electric Traction [Text] / A. Armstrong // In: Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13. – 1910. – p. 947-1085.

22. Davis, W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars [Text] / W. J. Davis // Gen. Electr. Rev. – 1926. – 29 p.

23. Гурский, П. Сопротивление движению четырехосных цистерн [Текст] / П. Гурский // Железнодорожный транспорт. – 1944. - №12 .

24. Гребенюк, П.Т. Продольная динамика поезда [Текст] / П.Т. Гребенюк// Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2003. – 95 с.

25. Armstrong, A.H. Electric Traction [Text] / A.H. Armstrong // Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13. – 1910. – p. 947-1085.

26. Астахов, П.Н. Определение основного сопротивления движению подвижного состава на экспериментальном кольце [Текст] / П.Н. Астахов, П.П. Стромский // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1962. - № 6. – С. 60-78.

27. Астахов, П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава [Текст] / П.Н. Астахов // Труды ЦНИИ МПС. – Москва: Транспорт, 1966. – Вып. 311. – 179 с.

28. Liu, R. Energy-efficient operation of rail vehicles [Text] // R. Liu, I. Golovitcher.// Transportation Research Part A: Policy and Practice. – 2003. – Т. 37. – №. 10. – P. 917-932.

29. Dusza, M. (2015). The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability. Transport Problems. 10. 3. 74-86.

30. Zeng J., Wei L., Wu P. (2016). Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces. Journal of Modern Transportation, 24. 2. 114-123.

31. Tkachenko, V.P., Sapronova, S.Y., Maliuk, S.V., Kulbovskyi I.I. (2016). Studying the structure of railway rolling stock resistance. Scientificand Tecnical Journal «Metallurgical and Mining Industry». 11. 30-36.

32. Golubenko, A., Sapronova, S., Tkachenko, V. (2007). Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails. Transport Problems. 2. 3. 57-61.

33. Tkachenko, V., Sapronova, S. (2007). Steerability of railway vehicles V. Tkachenko, S. Sapronova. Transport Problems. 2. 9-16.

34. Heathcote, H. L. (1921). The Boll Bearing in making, under test and service. Proc. Inst. Auto-Engineers. 15. 569–622.

35. Опір руху та керованість залізничних екіпажів: Монографія [Текст] / В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова, І.І. Кульбовський, Є.П. Зуб. - Київ: Вид-во ДЕТУТ, 2016. – 160 с.

36. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model (2015). Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 1. 45-48.

37. Myamlin, S., Neduzha, L., Ten, A., Shvets, A. (2013). Research of friction indices influence on the freight car dynamics. Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. 13. 4. 159-166.

38. Kelrykh, M., Fomin, O. (2014). Perspective directions of planning carrying systems of gondolas. Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 6. 64-67.

39. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

40. Хейман, Х. Направление экипажей рельсовой колеей [Текст] / Х. Хейман. – М.:Трансжелдориздат, 1957. – 416 с.

41. M. Rosenberger, P. Dietmaier, J. Payer and K. Six (2008). The Influence of the Wheelset Relative Kinematics of Railway Vehicles on Wheel/Rail Wear in Curved Track. Vehicle System Dynamics. 46. N. 1. 403-414.

42. Zelenka, J., Michalek, T. (2010). A New Method of the Assessment of Rail Vehicles Guiding Behaviour in Small-radius Curves. International Journal of Applied Mechanics and Engineering. 15 (2). 511–519.

43. Pombo,J., .Ambrosio, J., Pereira, M., Verardi, R., Ariaudo, C., Kuka, N. (2011). Influence of Track Conditions and Wheel Wear State on the Loads Imposed on the Infrastructure by Railway Vehicles. Computers and Structures, 89. N. 21-22. 1882-1894.

44. Karttunen, K. Influence of rail, wheel and track geometries on wheel and rail degradation. Doctor Thesis. Göteborg, 2015.

45. Wu, N., Zeng, J. (2014). Parametric analysis of wheel wear in high-speed vehicles. Journal of Modern Transportation. 22. 2. 76-83.

46. G. Crabb, S. Brown, P. Sanders, D. Wright, S. McRobbie, H. Viner (2013). Investigation of novel systems for monitoring rail adhesion. Published Project Report - PPR 678. Transport Research Laboratory. 45.

Referents

1. Astakhov, P. N. Soprotivleniye dvizheniyu zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Tekst] / P. N. Astakhov. – M.: Transport, 1966. – 179 s.

2. Lukaszewicz, P. Running resistance-results and analysis of full-scale tests with passenger and freight trains in Sweden [Text] / P. Lukaszewicz // Journal of Rail and Rapid Transit. – 2007. – N. 221(2) – P. 183-193. 3. Davis W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars [Text] / W. J. Davis // General Electric. – 1926. – 112 p.

4. Dobronravov, A.G. Obshchaya teoriya parovykh mashin i teoriya parovozov [Tekst] / A. G. Dobronravov. – S.-Peterburg, 1858.

5. Lopushinskiy, V. I. Soprotivleniye parovoza i vagona dvizheniyu i deystviyu parovoy mashiny parovoza [Tekst] / V. I. Lopushinskiy. – S.-Peterburg, 1880.

6. Êrmakov, L. A. Daní í rozrakhunki, shcho vídnosyat'sya do vzhivannya parovozív (1809-1959) [Tekst] / L. A. Êrmakov. – M.: MIIT, 1960.

7. Borodin, A. P. Sluzhby podvizhnogo sostava Yugo-Zapadnykh zheleznykh dorog v period desyatiletiya 1880 - 1889 gg. [Tekst] / A. P. Borodin // Inzhener. – 1893. – № 1; 1895. – № 2-4.

8. Petrov, N. P. O naivygodneyshey skorosti tovarnykh poyezdov [Tekst] / N. P. Petrov. – S.-Peterburg, 1892. 9. Petrov, N. P. Parovozy [Tekst] / N. P. Petrov. – S.-Peterburg, 1879.

10. Petrov, N. P. Soprotivleniye poyezdov na zheleznykh dorogakh [Tekst] / N. P. Petrov. – S.-Peterburg, 1898. 11. Smirnov, S. I. Kurs podvizhnogo sostava i tyagi [Tekst] / S. I. Smirnov. – S.-Peterburg, 1895.

12. Lomonosov, YU. V. Tyagovyye raschety i prilozheniya k nim graficheskikh metodov [Tekst] / YU. V. Lomonosov. – S.-Peterburg, 1912.

13. Davis, W. J. Train resistance [Text] / W. J. Davis // The Street railway journal. – 1904. – Vol. 24. – No. 23. – P. 1000-1003.

14. Schmidt, E.C. Passenger train resistance [Text] / E.C. Schmidt, H.H. Dunn // University of Illinois bulletin. Urbana: University of Illinois. Engineering Experiment Station. – 1918. – N 110. – 44 r.

15. Schmidt, E.C. Freight Train Resistance: Its Relation to Car Weight [Text] / E.C. Schmidt // Bulletin 43. – 1910. – 144 r.

16. Schmidt, E.C. The Effects of Cold Weather upon Train Resistance and Tonnage Rating [Text] / E.C. Schmidt, F.W. Marquis // Bulletin 59. – 1912. – 25r.

17. Dunn, H.H. The Tractive Resistance of a 28ton Electric Car [Text] / H.H. Dunn // Bulletin 74. – 1914. – 45r. 18. Schmidt, E.C. The Tractive Resistance on Curves of a 28ton Electric Car [Text] / E.C. Schmidt, H.H. Dunn // Bulletin 92. Of the Engineering Experiment Station of the University of Illinois. – 1916. – 54r.

19. Schmidt, E. Freight train curve resistance on a one-degree curve and on a three-degree curve [Text] / E. Schmidt // University of Illinois bulletin. 1927. – Vol . XXIV. – No. 45.

20. Rochard, B. A review of methods to measure and calculate train resistances [Text] / B. Rochard, F. Schmidt // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2000. – V 214. – N. 4. – 185-199.

21. Armstrong, A. Electric Traction [Text] / A. Armstrong // In: Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13. – 1910. – p. 947-1085.

22. Davis, W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars [Text] / W. J. Davis // Gen. Electr. Rev. – 1926. – 29 p.

23. Gurskiy, P. Soprotivleniye dvizheniyu chetyrekhosnykh tsistern [Tekst] / P. Gurskiy // Zheleznodorozhnyy transport. – 1944. - №12 .

24. Grebenyuk, P.T. Prodol'naya dinamika poyezda [Tekst] / P.T. Grebenyuk// Trudy VNIIZHT. – M.: Intekst, 2003. – 95 s.

25. Armstrong, A.N. Electric Traction [Text] / A.H. Armstrong // Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13. – 1910. – p. 947-1085.

26. Astakhov, P.N. Opredeleniye osnovnogo soprotivleniya dvizheniyu podvizhnogo sostava na eksperimental'nom kol'tse [Tekst] / P.N. Astakhov, P.P. Stromskiy // Vestnik VNIIZHT. – M.: Transport, 1962. - № 6. – C. 60-78.

27. Astakhov, P.N. Soprotivleniye dvizheniyu zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Tekst] / P.N. Astakhov // Trudy TSNII MPS. – Moskva: Transport, 1966. – Vyp. 311. – 179 s.

28. Liu, R. Energy-efficient operation of rail vehicles [Text] // R. Liu, I. Golovitcher.// Transportation Research Part A: Policy and Practice. – 2003. – T. 37. – №. 10. – R. 917-932.

29. Dusza, M. (2015). The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability. Transport Problems. 10. 3. 74-86.

30. Zeng J., Wei L., Wu P. (2016). Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces. Journal of Modern Transportation, 24. 2. 114-123.

31. Tkachenko, V.P., Sapronova, S.Y., Maliuk, S.V., Kulbovskyi I.I. (2016). Studying the structure of railway rolling stock resistance. Scientificand Tecnical Journal «Metallurgical and Mining Industry». 11. 30-36.

32. Golubenko, A., Sapronova, S., Tkachenko, V. (2007). Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails. Transport Problems. 2. 3. 57-61.

33. Tkachenko, V., Sapronova, S. (2007). Steerability of railway vehicles V. Tkachenko, S. Sapronova. Transport Problems. 2. 9-16.

34. Heathcote, H. L. (1921). The Boll Bearing in making, under test and service. Proc. Inst. Auto-Engineers. 15. 569–622.

35. Opír rukhu ta obrobki zalíznichnikh yekípazhív: Monografíya [Tekst] / V.P. Tkachenko, S.YU. Sapronova, Í.Í. Kul'bovs'kiy, Ê.P. Zub. - Kiĭv: Vid-vo DETUT, 2016. – 160 s.

36. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model (2015). Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 1. 45-48.

37. Myamlin, S., Neduzha, L., Ten, A., Shvets, A. (2013). Research of friction indices influence on the freight car dynamics. Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. 13. 4. 159-166.

38. Kelrykh, M., Fomin, O. (2014). Perspective directions of planning carrying systems of gondolas. Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 6. 64-67.

39. Pravila tyagovykh raschetov dlya poyezdnoy raboty [Tekst]. – M.: Transport, 1985. – 287 s.

40. Kheyman, KH. Napravleniye ekipazhey rel'sovoy koleyey [Tekst] / KH. Kheyman. – M.:Transzheldorizdat, 1957. – 416 s.

41. M. Rosenberger, P. Dietmaier, J. Payer and K. Six (2008). The Influence of the Wheelset Relative Kinematics of Railway Vehicles on Wheel/Rail Wear in Curved Track. Vehicle System Dynamics. 46. N. 1. 403-414.

42. Zelenka, J., Michalek, T. (2010). A New Method of the Assessment of Rail Vehicles Guiding Behaviour in Small-radius Curves. International Journal of Applied Mechanics and Engineering. 15 (2). 511–519.

43. Pombo,J., Ambrosio, J., Pereira, M., Verardi, R., Ariaudo, C., Kuka, N. (2011). Influence of Track Conditions and Wheel Wear State on the Loads Imposed on the Infrastructure by Railway Vehicles. Computers and Structures, 89. N. 21-22. 1882-1894.

44. Karttunen, K. Influence of rail, wheel and track geometries on wheel and rail degradation. Doctor Thesis. Göteborg, 2015.

45. Wu, N., Zeng, J. (2014). Parametric analysis of wheel wear in high-speed vehicles. Journal of Modern Transportation. 22. 2. 76-83.

46. G. Crabb, S. Brown, P. Sanders, D. Wright, S. McRobbie, H. Viner (2013). Investigation of novel systems for monitoring rail adhesion. Published Project Report - PPR 678. Transport Research Laboratory. 45.

Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П., Малюк С.В., Фомина А.В.

РАСШИРЕННЫЙ АНАЛИЗ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ЕГО ВЛИЯНИЯ НА РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

На основе расширенного анализа публикаций по исследованиям сопротивления движению железнодорожного транспорта учёных, начиная с появления железнодорожного транспорта, установлено, что все они были посвящены исключительно определению сопротивления движения для тяговых расчетов в зависимости от скорости движения, дополнительных коэффициентов, геометрических и весовых параметров. Отмечена необходимость совершенствования и пересмотра нормативов по тяговым расчетам сопротивления движению, которая касается и «Правил тяговых расчетов». Выполнен анализ нового направления энергосбережения на железнодорожном транспорте, основанного на уменьшении составляющей сопротивления движению, связанной с потерями мощности на направление экипажей по рельсам.

Ключевые слова: *сопротивление движению, рельсовый экипаж, железнодорожный транспорт, тяга поездов, локомотив, вагоны, энергосбережение, ресурсосбережение.*

Sapronova S.Yu., Tkachenko V.P., Malyuk S.V., Fomina A.M.

ADVANCED ANALYSIS SCIENTIFIC RESEARCH OF MOVEMENT RESISTANCE OF RAILWAY VEHICLES AND ITS IMPACT ON RESOURCE SAVING

On the basis of the expanded analysis of publications on studies of resistance to the movement of railway transport scientists, since the advent of rail transport, it was found that they were all devoted exclusively to determining the drag for traction calculations, depending on the speed of motion, additional coefficients, geometric and weight parameters. The need to improve and revise the standards for traction calculations of resistance to movement, which also applies to the "Rules of traction calculations." The analysis of a new direction of energy saving in railway transport, based on the reduction of the component of the resistance to movement associated with the loss of power for the direction of the crews along the rails, has been analyzed.

Key words*: resistance to movement, railway vehicle, railway transport, traction of trains, locomotive, wagons, energy saving, resource saving.*

Відомості про авторів

Сапронова Світлана Юріївна *– д.т.н., проф., професор кафедри «Вагони та вагонне господарство» ДУІТ, м. Київ*

Ткаченко Віктор Петрович *- д.т.н., проф., професор кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць», ДУІТ, м. Київ*

Фоміна Анна Миколаївна *– інженер філії «ПВРЗ» ПАТ «Укрзалізниця», м. Київ*

Малюк Сергій Валентинович *– аспірант кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць», ДУІТ, м. Київ*