

Ковтанець М.В., Могила В.И., Сергієнко О.В., Ноженко В.С., Ковтанець Т.М.

КЕРОВАНИЙ ФРИКЦІЙНИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛИВАНЬ І ЙОГО ДИНАМІЧНІ МОЖЛИВОСТІ

У статті представлені результати якісного аналізу характеристик та роботи фрикційних гасителів коливань з керованою силовою характеристикою, що використовуються у ресорному підвищенні тепловоза типу 2TE116. Досліджено недоліки фрикційних гасителів коливань до яких можна віднести нестабільність коефіцієнта тертя внаслідок зносу і забруднення поверхонь, що труться, впливу погодних умов тощо, що робить процес їх роботи практично неконтрольованим протягом порівняно тривалого періоду. З'ясовано, що принципово новим напрямом у вдосконаленні динамічних показників роботи фрикційних гасителів коливань є управління силою їхнього опору залежно від характеристик коливальних процесів надресорної будови. Для якісної оцінки ефективності роботи таких гасителів розглянуто спрощену коливальну систему з параметрами, близькими до таких як у першому ступені ресорного підвищення тепловоза 2TE116. Для роботи гасителя в керованому режимі у системі передбачені датчик переміщень надресорної будови, пристрій керування силою опору, виконавчий механізм і мікропроцесор, що здійснює опрацювання інформації та вироблення сигналу управління. Наявність датчиків швидкості та прискорення не є необхідним, оскільки відповідні сигнали можна отримати у мікропроцесорі, диференціюючи сигнал датчика переміщень. Встановлено, що керуючі функцією сили опору, можливо забезпечити фрикційному гасителю необхідні силові характеристики як лінійні, і нелінійні. Більше того, на певних режимах руху локомотива (наприклад, при троганні або при малих швидкостях) можна взагалі зробити їх рівними нулю, ніж виключити зону нечутливості ресорного підвищення, що позитивно позначиться на його динамічних показниках і нерівномірності розподілу навантажень на колісні пари. Сила опору гасителя формується мікропроцесорною системою і є функцією амплітуди переміщення і швидкості відносного ковзання в елементах, що труться. Наведено рекомендації щодо вибору параметрів функції керування силою опору. Конструктивно керований фрикційний гаситель порівняно легко виконати з урахуванням серійного гасителя, застосовуваного в ресорному підвищенні тепловоза 2TE116. Потрібно лише замінити в ньому натискну пружину елементом, який може створювати змінну силу натискання, наприклад, пневматичним балоном, сільфон, діафрагмою і т.п.

Ключові слова: залізничний транспорт, фрикційний гаситель, тертя, коливання, надресорна будова.

Постановка проблеми. У даний час однією з головних задач, які стоять перед залізничним транспортом України, є збільшення пропускної і провізної спроможності залізниць. Для її вирішення важливе значення має подальше підвищення експлуатаційних швидкостей руху, що у свою чергу, потребує виконання великого обсягу робіт щодо покращення динамічних якостей рухомого складу. Рух залізничного екіпажу супроводжується виникненням коливань взаємодії з рейковою колією, які мають шкідливий вплив на елементи рухомого складу, розміщене в ньому обладнання, а головне – на локомотивну бригаду та пасажирів, що безпосередньо впливає на здоров'я та життя людей, а також на якість роботи деталей та вузлів екіпажу.

Як відомо, інтенсивність вібрацій та ударів, небезпека сходу екіпажу з рейок та впливу на шлях зростають зі збільшенням швидкості руху. Розвиток транспортних засобів супроводжується підвищенням вимог до екіпажної частини рухомого складу. Тому подальше збільшення швидкостей руху можливе лише удосконаленням конструкцій екіпажів, а також характеристик пружних та дисипативних елементів.

У зв'язку з цим однією з головних проблем, вирішенню яких присвячені дослідження багатьох вітчизняних та зарубіжних учених, є створення та експлуатація гасителів коливань з керованими характеристиками.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз роботи гасителів коливань, що застосовуються в даний час, показує, що область їх застосування обмежена особливостями характеристик, робочих процесів і конструктивним виконанням. Так, гідродемпфери застосовуються в основному для гасіння коливань кузова, оскільки вони дозволяють стійко обмежувати максимальну величину амплітуди коливань. Фрикційні гасителі встановлюються в буксовій ступені ресорного підвищення завдяки простоті конструкції та високій вібростійкості.

Основними недоліками гасителів, що застосовуються, є:

- нестабільність силової характеристики, що визначається можливою зміною умов тертя у фрикційних парах;
- не забезпечення стійкого обмеження амплітуд – у фрикційних гасників;
- чутливість до зношування, ударних навантажень, залежність силової характеристики від температури – у гідродемпферів;
- підтримка малих амплітуд без загасання протягом багатьох циклів – у пневматичних гасителів коливань.

Тому найбільш актуальним є виконання робіт, спрямованих на створення нових та удосконалення вже існуючих конструкцій гасителів коливань, у яких ці недоліки будуть усунені.

Фрикційні гасителі коливань широко використовуються в ресорному підвішуванні локомотивів і вагонів через наявність таких позитивних якостей, як порівняльна простота конструкції, компактність, невібагливість до сезонного обслуговування тощо, що забезпечує малі витрати на їх виготовлення та експлуатацію.

Однак, одним із найістотніших недоліків традиційних конструкцій фрикційних гасителів коливань в динамічному відношенні є наявність зон нечутливості того ресора підвішування, де вони застосовуються [1, 2]. Наприклад, біля візка тепловоза 2ТЕ116, де реалізовано індивідуальне пружинне підвішування кожної букси, паралельно якому включений фрикційний гаситель з постійною силою тертя, що дорівнює 4 кН, зона нечутливості z^* , мм, теоретично визначається як

$$z^* = \pm (F_0 / mg) z_{ст}, \quad (1)$$

де F_0 - сила тертя фрикційного гасителя, Н;

m - маса надресорної будови, що припадає на одну буксу, кг;

$z_{ст}$ - вертикальна статична осадка буксового ступеня ресорного підвішування, мм.

При $F_0 = 4000$ Н, $m = 9350$ кг, $g = 9,81$ м/с² і $z_{ст} = 100$ мм виходить $z^* = \pm 4,4$ мм. Насправді через наявність у ресорному підвішуванні інших непружних опорів величина z^* може досягти 5-6 мм. Отже, поки що вертикальні динамічні сили, що діють на буксі, не перевищать 4-5 кН, ресорне підвішування працює як жорстка опора, тобто не виконує покладених на нього функцій. Зниження F_0 збільшує тривалість процесу згасання власних коливань надресорного будови після істотного імпульсного впливу на буксу (наприклад, при проходженні стику) через зменшення енергії, що поглинається гасителем, що також не є позитивною стороною такого ресорного підвішування.

До інших недоліків фрикційних гасителів слід віднести нестабільність коефіцієнта тертя внаслідок зносу і забруднення поверхонь, що труться, впливу погодних умов тощо, що робить процес їх роботи практично неконтрольованим протягом порівняно тривалого періоду [3, 4].

Мета дослідження полягає в підвищенні ефективності роботи ресорного підвішування локомотива та його динамічних показників за рахунок покращення характеристик фрикційного гасителя коливань шляхом його модернізації.

Результати дослідження. Принципово новим напрямом у вдосконаленні динамічних показників роботи фрикційних гасителів коливань є управління силою їхнього опору залежно від характеристик коливальних процесів надресорної будови [5].

Для якісної оцінки ефективності роботи таких гасителів розглянемо спрощену коливальну систему з параметрами, близькими до таких як у першому ступені ресорного підвішування тепловоза 2ТЕ116 (рисунок 1).

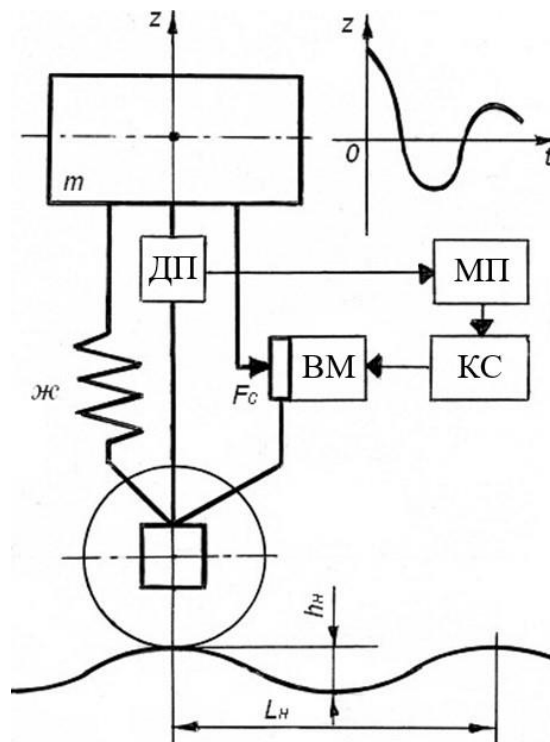


Рисунок 1 – Розрахункова схема коливальної системи

Тут параметрами коливань є вертикальне переміщення надресорної будови $z(t)$, її швидкість $\dot{z}(t)$ та прискорення $\ddot{z}(t)$.

Параметри системи: m – підресорена маса, що припадає на одну буксу; $Ж$ – вертикальна жорсткість

пружного буксового підвішування; F_c – сила опору гасителя.

Зовнішній збурювальний вплив з боку рейкового шляху представляється як кінематичний у вигляді проходження колесом вертикальних косинусоїдальних нерівностей довжиною L_H і глибиною h_H зі швидкістю V .

Для роботи гасителя в керованому режимі у системі передбачені датчик переміщень надресорної будови (ДП), пристрій керування силою опору (КС), виконавчий механізм (ВМ) і мікропроцесор (МП), що здійснює опрацювання інформації та вироблення сигналу управління. Наявність датчиків швидкості та прискорення не є необхідним, оскільки відповідні сигнали можна отримати у мікропроцесорі, диференціюючи сигнал датчика ДП.

Математичну модель роботи коливальної системи можна подати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} &= -\gamma c \cdot \Delta z - F_c \cdot \text{sign}(\Delta \dot{z}) \\ F_c &= \Phi(\Delta z, \Delta \dot{z}, \Delta \ddot{z}) \\ \Delta z &= z - z_H; \Delta \dot{z} = \dot{z} - \dot{z}_H; \Delta \ddot{z} = \ddot{z} - \ddot{z}_H \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Функція знака швидкості відносного зміщення поверхонь, що труться, $\text{sign}(\Delta \dot{z}) = 1$ при $\Delta \dot{z} \geq 0$ та $\text{sign}(\Delta \dot{z}) = -1$ при $\Delta \dot{z} < 0$.

Силу опору гасителя представимо у формі

$$F_c = a + b(|\dot{z}|)^k + c(|z|)^n \quad (3)$$

Силіві характеристики варіантів гасителів у гармонійному режимі роботи з амплітудою 40 мм та круговою частотою $9,90 \text{ c}^{-1}$ (1,58 Гц) показані на рисунку 2. Параметри тестового режиму роботи гасителів обрані відносно власних вертикальних коливань надресорної будови тепловоза 2ТЕ116. Чисельні значення коефіцієнтів та показників ступеня у формулі (3) та деяких отриманих результатів представлені в таблиці 1. Величини коефіцієнтів вибиралися таким чином, щоб енергія W , яка поглинається аналізованим варіантом гасителя за один цикл коливань, була приблизно такою самою, як і у реального гасителя ресорного підвішування тепловоза 2ТЕ116. Цей гаситель з метою порівняння результатів дослідження представлений тут як варіант 1.

Таблиця 1 – Дослідження силових характеристик гасителів коливань

Коефіцієнт		Варіант сили опору гасителя					
Позначення	Од. виміру	1	2	3	4	5	6
Вихідні дані							
a	H	4000	0	000	1000	1000	0
b	$H \cdot c / \text{мм}$	0	13	9,8	0	0	12
c	$H / \text{мм}$	0	0	0	5,6	150	15
n	-	1	1	1	1	1	1
k	-	1	1	1	2	1	1
Результати розрахунку							
z^*	мм	4,36	0	1,09	1,09	1,09	0
W	Дж	640	644,6	645,9	641,8	640	642,3

Аналіз представлених графіків (рисунок 2) дає підстави вважати можливим, керуючи функцією сили опору, можливо забезпечити фрикційному гасителю необхідні силові характеристики як лінійні, і нелінійні. Більше того, на певних режимах руху локомотива (наприклад, при троганні або при малих швидкостях) можна взагалі зробити їх рівними нулю, ніж виключити зону нечутливості ресорного підвішування, що позитивно позначиться на його динамічних показниках і нерівномірності розподілу навантажень на колісні пари.

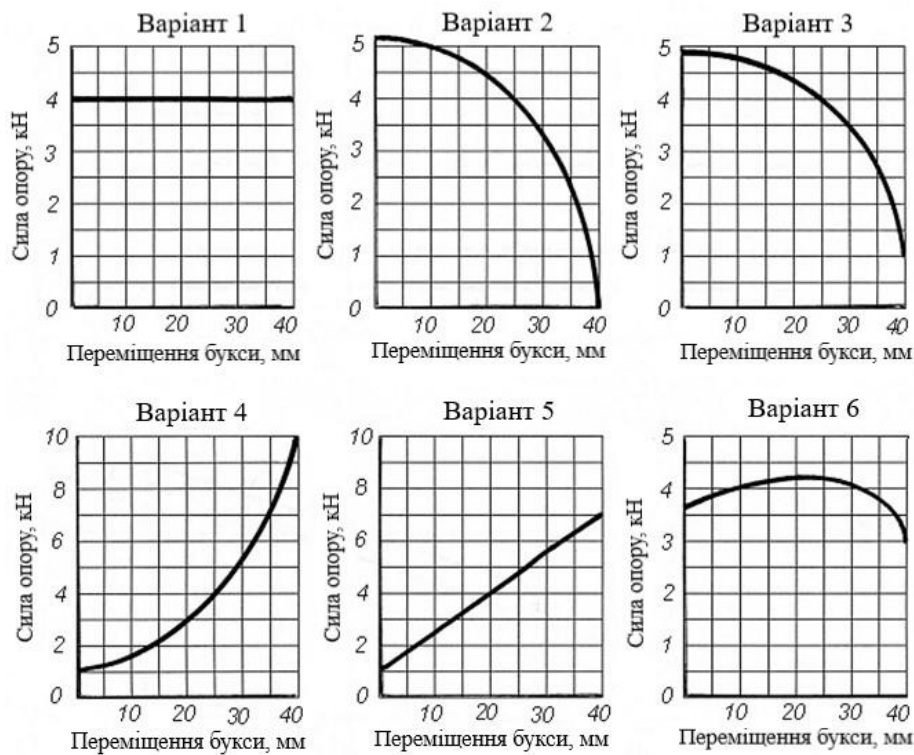


Рисунок 2 – Силкові характеристики варіантів фрикційних гасителів коливань

Вивчення процесів затухання своїх коливань надресорної будови з різними варіантами параметрів гасителів, виконано з урахуванням математичної моделі (2). Так як зовнішній вплив від руху по нерівностях колії в такому випадку ігнорується, то модель спрощується до вигляду

$$\ddot{z} = \omega_c^2 \cdot z + (F_c / m) \cdot \text{sign}(\dot{z}) = 0, \quad (4)$$

де $\omega_c = \sqrt{kc/m}$ - кругова частота власних коливань системи.

Обробка результатів інтегрування рівняння (4) при початковому зміщенні маси 40 мм = 9350 кг і статичному осаді ресорного підвішування 100 мм представлена в таблиці 2. Характер процесу згасання амплітуд коливань надресорної будови показано на рисунку 3.

Таблиця 2 – Показники згасання власних коливань надресорної будови

Показник	Одиниця вимірювань	Варіанти гасителів					
		1	2	3	4	5	6
Зменшення амплітуди після:							
одного коливання	%	на 43,5	на 35,9	на 37,5	на 33,8	на 37,5	на 20,0
двох коливань	%	на 87,2	на 58,7	на 64,5	на 55,0	на 63,5	на 64,4

Аналіз інформації, поданої в таблиці 2 та на рисунку 3, дозволяє зробити деякі чудові висновки:

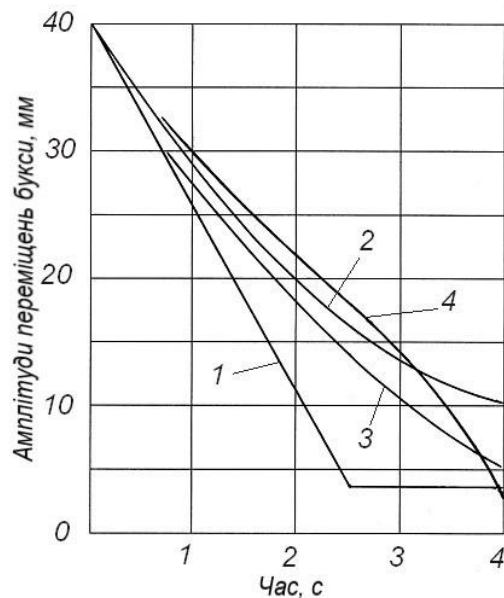


Рисунок 3 – Характеристика згасання власних коливань надресорної будови (номери кривих відповідають номерам варіантів)

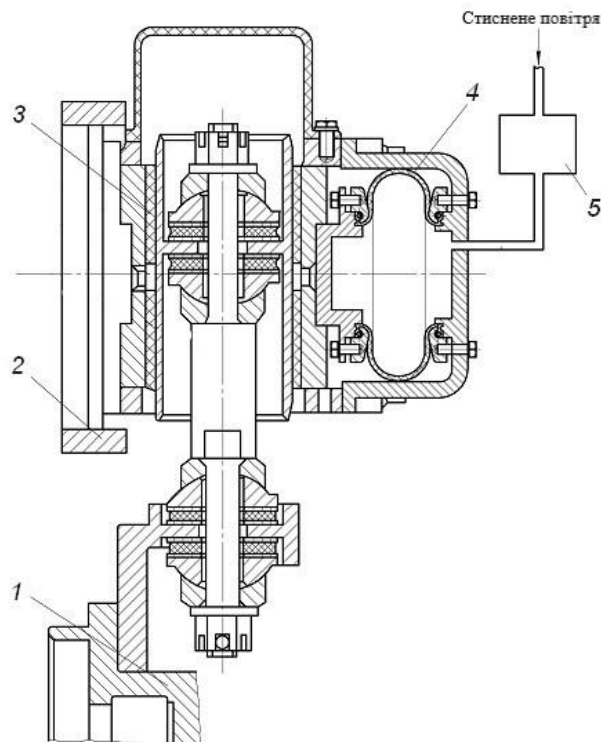


Рисунок 4 – Конструкція керованого фрикційного гасителя коливань:

1 – корпус букси, 2 – рама візка, 3 – фрикційний вузол, 4 – пневмобалон, 5 – регулятор тиску повітря

1. У варіанті гасителя коливань 1, відповідного використовуваному на тепловозі 2ТЕ116, згасання власних коливань надресорної будови відбувається лінійно і швидше за все, але процес повернення системи в початкове положення зупиняється на межі зони нечутливості, що дорівнює 4,36 мм. Це може призвести до можливого (тільки з цієї причини) розкиду навантажень на сусідні колісні пари до 8 кН.

2. Темп згасання власних коливань при інших варіантах керованого фрикційного гасителя дещо менше, і процес зупиняється на межі 1,09 мм, що може призвести до можливого розкидання навантажень на сусідні колісні пари до 2 кН, тобто в чотири рази менше.

3. У варіантах 2 та 6 зона нечутливості взагалі відсутня, що забезпечує мінімальний можливий розкид навантажень на сусідні колісні пари.

4. Особливий характер загасання коливань зазначений у варіанті 4 гасителя, де враховується квадратична залежність сили опору від швидкості відносного зміщення поверхонь, що труться. При великих відхиленнях темп затухання коливань такого гасителя менший серед усіх розглянутих, а за малих відхиленнях – темп різко збільшується.

Конструктивно керований фрикційний гаситель порівняно легко виконати з урахуванням серійного гасителя, застосовуваного в ресорному підвішуванні тепловоза 2TE116. Потрібно лише замінити в ньому натискну пружину елементом, який може створювати змінну силу натискання, наприклад, пневматичним балоном, сильфон, діафрагмою і т.п. Можливий варіант конструкції представлений на рисунку 4. Тут зміна сили опору досягається зміною тиску повітря у балоні. На представлений варіант керованого фрикційного гасителя отримано патент України UA 50472 на корисну модель [6, 7].

Систему управління доцільно будувати з урахуванням мікропроцесорної техніки. Оскільки процес коливань надресорної будови у такому разі буде безперервно відстежуватися і управлятися мікропроцесором, при цьому проблема впливу характеристик стану поверхонь тертя перестане бути головною.

Висновки. На підставі проведеного дослідження отримані результати якісного аналізу характеристик та роботи фрикційних гасителів коливань з керованою силовою характеристикою, що використовуються у ресорному підвішуванні тепловоза типу 2TE116. При цьому сила опору гасителя формується мікропроцесорною системою і є функцією амплітуди переміщення і швидкості відносного ковзання в елементах, що труться. Наведено рекомендації щодо вибору параметрів функції керування силою опору та запропоновано технічне рішення, підтвержене патентом України, щодо модернізації фрикційного гасителя коливань ресорного підвішування локомотива.

Література

1. Горбунов Н.И. Пути решения проблемы повышения тягово-сцепных и динамических качеств локомотивов / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, В.А. Левандовский, В.И. Нестеренко, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко // Международный информационный научно-технический журнал «Локомотивинформ», №5, 2010. – С. 38-41.
2. Ковтанец М.В. Шляхи покращення тягових і динамічних показників локомотива / М.В. Ковтанец, С.В. Кузьменко, В.С. Ноженко, О.В. Сергієнко, А.О. Клиш, Т.М. Ковтанец // Вісник СХУ ім. В. Даля, № 4 (268), 2021. – С. 53-58. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-53-58>
3. Сергієнко О.В. Розробка методики моделювання динамічних процесів ротаційного гасника коливань з метою підвищення його ефективності / О.В. Сергієнко, М.В. Ковтанец, В.І. Могила, Д.В. Загорський // Наукові вісті Давіського університету, № 23, 2022. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-14>
4. Gorbunov N. Study of dynamic loads in the wheel and rail contact influence on the maximum adhesion coefficient / N. Gorbunov, G. Bureika, M. Kovtanets, G. Vaičiūnas, O. Prosvirova, O. Sergienko // Proceedings of the 11th International Conference Transbaltica, May 2-3, 2019, Vilnius, Lithuania. Transbaltica XI: Transportation Science and Technology, 2019. – pp. 235-244. DOI https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_25
5. Слещев В.А. Управляемый фрикционный гаситель колебаний и его динамические возможности / В.А. Слещев, А.А. Ключев, В.И. Додонов, М.В. Ковтанец // Вісник Східноукраїнського Національного Університету імені В. Даля № 5 (147). Ч.1. – СХУ ім. В. Даля, 2010. – С. 120-125.
6. Патент на корисну модель № 50472 Фрикційний гаситель коливань тепловоза МПК (2009) В60G 13/00 / Слещев В.А., Горбунов М.І., Кравченко К.О., Ковтанец М.В., Цуцаріна Ю.В., Ноженко В.С.; заявник і власник СХУ ім. В.Даля. – u200913012; заявл. 14.12.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 11. – 2 с.
7. Ковтанец М. Вдосконалення динамічних показників роботи фрикційних гасителів коливань / М. Ковтанец, Т. Ковтанец, М. Вакулік // V Всеукраїнська науково-теоретична конференція «Проблеми з транспортними потоками і напрямки їх розв'язання»: тези доповідей, 23–24 березня 2023 року: тези доповідей. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2023. – С. 123-125. ISBN 978-966-941-808-1

References

1. Gorbunov N.I. Puti resheniya problemy povysheniya tyagovo-scepnih i dinamicheskikh kachestv lokomotivov / N.I. Gorbunov, E.A. Kravchenko, V.A. Levandovskij, V.I. Nesterenko, M.V. Kovtanec, V.S. Nozhenko // Mezhdunarodnyj informacionnyj nauchno-tekhnicheskij zhurnal «Lokomotivinformat», №5, 2010. – S. 38-41.
2. Kovtanec' M.V. SHlyahi pokrashchennya tyagovih i dinamichnih pokaznikov lokomotiva / M.V. Kovtanec', C.V. Kuz'menko, V.C. Nozhenko, O.V. Cergienko, A.O. Klimash, T.M. Kovtanec' // Visnik SNU im. V. Dalya, № 4 (268), 2021. – S. 53-58. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-53-58>
3. Sergienko O.V. Rozrobka metodiki modelyuvannya dinamichnih procesiv rotacijnogo gasnika kolivan' z metoyu pidvishchennya jogo efektyvnosti / O.V. Sergienko, M.V. Kovtanec', V.I. Mogila, D.V. Zagors'kij // Naukovi visti Dalivs'kogo universitetu, № 23, 2022. Elektronne naukove fahove vidannya. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-14>
4. Gorbunov N. Study of dynamic loads in the wheel and rail contact influence on the maximum adhesion coefficient / N. Gorbunov, G. Bureika, M. Kovtanets, G. Vaičiūnas, O. Prosvirova, O. Sergienko // Proceedings of the 11th International Conference Transbaltica, May 2-3, 2019, Vilnius, Lithuania. Transbaltica XI: Transportation Science and Technology, 2019. – pp. 235-244. DOI https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_25
5. Slashchev V.A. Upravlyayemyj frikcionnyj gasitel' kolebanij i ego dinamicheskie vozmozhnosti / V.A. Slashchev, A.A. Klyuev, V.I. Dodonov, M.V. Kovtanec // Visnik Skhidnoukraïns'kogo Nacional'nogo Universitetu imeni V. Dalya № 5 (147). CH.1. – SNU im. V. Dalya, 2010. – S. 120-125.

6. Patent na korisnu model' № 50472 Frikcijnij gasitel' kolivan' teplovoza MPK (2009) B60G 13/00 / Slashchov V.A., Gorbunov M.I., Kravchenko K.O., Kovtanec' M.V., Cucarina YU.V., Nozhenko V.S.; zayavnik i vlasnik SNU im. V.Dalya. – u200913012; zayavl. 14.12.2009; opubl. 10.06.2010, Byul. № 11. – 2 s.
7. Kovtanec' M. Vdoskonalennya dinamichnih pokaznikov roboti frikcijnih gasiteliv kolivan' / M. Kovtanec', T. Kovtanec', M. Vakulik // V Vseukraïns'ka naukovu-teoretichna konferenciya «Problemi z transportnimi potokami i napryami ïh rozv'yazannya»: tezi dopovidej, 23–24 bereznya 2023 roku: Tezi dopovidej. – L'viv: Vidavnictvo L'vivs'koï politekhniki, 2023. – S. 123-125. ISBN 978-966-941-808-1

The article presents the results of a qualitative analysis of the characteristics and operation of friction dampers with a controlled force characteristic, which are used in the spring suspension of a 2TE116 type diesel locomotive. Disadvantages of friction dampers have been studied, which include the instability of the friction coefficient due to wear and contamination of rubbing surfaces, the influence of weather conditions, etc., which makes the process of their operation practically uncontrollable for a relatively long period. It has been found that a fundamentally new direction in improving the dynamic performance of friction dampers is the control of their resistance depending on the characteristics of the vibration processes of the superspring structure. In order to qualitatively assess the effectiveness of such extinguishers, a simplified oscillating system with parameters close to those of the first stage spring suspension of the 2TE116 diesel locomotive was considered. For the operation of the damper in the controlled mode, the system includes a sensor of movements of the superspring structure, a device for controlling the resistance force, an executive mechanism and a microprocessor that processes information and generates a control signal. The presence of speed and acceleration sensors is not necessary, since the corresponding signals can be obtained in the microprocessor by differentiating the displacement sensor signal. It was established that by controlling the resistance force function, it is possible to provide the friction damper with the necessary power characteristics, both linear and non-linear. Moreover, in certain modes of movement of the locomotive (for example, when starting or at low speeds), it is possible to make them equal to zero in general, than to exclude the zone of insensitivity of the spring suspension, which will have a positive effect on its dynamic indicators and uneven distribution of loads on wheel pairs. The resistance force of the damper is formed by the microprocessor system and is a function of the displacement amplitude and the speed of relative sliding in the rubbing elements. Recommendations are given for choosing the parameters of the drag force control function. The structurally controlled friction damper is relatively easy to implement, taking into account the serial damper used in the spring suspension of the 2TE116 diesel locomotive. It is only necessary to replace the pressure spring in it with an element that can create a variable pressure force, for example, a pneumatic cylinder, bellows, diaphragm, etc.

Key words: railway transport, friction absorber, friction, vibrations, bolster structure.

Ковтанець М.В. Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, к.т.н., доцент.

Могила В.І. Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, к.т.н., професор.

Сергієнко О.В. Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, к.т.н., доцент.

Ноженко В.С. Таврійський національний університет імені В.І. Вернадського, проректор з навчальної роботи, к.т.н., доцент.

Ковтанець Т.М. Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м.н.с. кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин.