

Сергієнко О.В., Ковтанець М.В., Могила В.І., Загорський Д.В.

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РОТАЦІЙНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

У зв'язку з переходом на високошвидкісний рух наземного транспорту особливого значення набувають дослідження та конструктивні рішення, спрямовані на поліпшення динамічних показників безпеки руху швидкісного рухомого складу, що викликає необхідність удосконалення ресорного підвішування з точки зору підвищення ефективності гасіння коливань. Аналіз використання демпфуючих елементів підвіски на високошвидкісному рухомому складі наземного транспорту показав, що найбільш ефективними є керовані гідравлічні гасники коливань роторного типу. Тож визначена мета даної статті, а саме: розробка методики моделювання динамічних процесів ротаційного гасника коливань, яка дасть можливість досліджувати вплив різних факторів на його працездатність для ефективного управління його демпферними властивостями, є актуальною.

В статті розроблено методику моделювання динамічних процесів ротаційного гасника коливань, яка дає можливість досліджувати зміни силових характеристик ротаційного гідродемфера елементи якого здійснюють зворотно-обертальні переміщення, в залежності від величини зазору між поверхнями, який заповнений ньютонівською та неньютонівською рідиною, амплітуди коливань, а також від властивостей робочої рідини, що дозволить регулювати параметри працездатності гасника з метою підвищення його ефективності.

За запропонованою методикою проведено розрахунок силових характеристик "шестиповерхневого" ротаційного гасника коливань з магнітною рідиною, виконаною на основі високов'язкої поліметилсилоксанової рідини, використаної як робоче тіло.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність розробленої методики та дозволили визначити умови підвищення ефективності використання високошвидкісного рухомого складу наземного транспорту. Підрахунок коефіцієнтів вертикальної динаміки 1 осі показав, що k_g тепловоза з ротаційними гідрогасителями, заповненими на 90% об'єму, менший у всьому діапазоні швидкостей, ніж з фрикційними гасниками в середньому на 8 - 22%. Також результати випробувань свідчать про те, що розкид сил опору дослідних ротаційних гасників помітно менший, ніж серійних фрикційних. Вищевикладене підтверджує зроблене раніше припущення про вплив нерівномірності розподілу дисипативних сил по довжині тепловозу на характер коливального процесу надресорної будови.

***Ключові слова:** рухомий склад, демпфуючий елемент підвіски, керований ротаційний гідравлічний гасник коливань.*

Актуальність дослідження. Перехід на високошвидкісний рух наземного транспорту є одним із напрямків розвитку транспортної мережі в Україні, що безумовно тягне за собою підвищення вимог щодо забезпечення безпеки та ефективності його використання. З огляду на це значної важливості набувають дослідження та конструктивні рішення, спрямовані на поліпшення динамічних показників безпеки руху швидкісного рухомого складу, що викликає необхідність удосконалення ресорного підвішування з точки зору підвищення ефективності гасіння коливань [1].

На сучасному рухомому складі одними з основних демпфуючих елементів підвіски, що забезпечують гасіння коливань кузова та коліс, є гідравлічні гасники коливань, які широко застосовуються в другому ступені підвішування залізничного екіпажу, де вони захищаються від імпульсних перевантажень рамою візка та пружинами підбуksового ресорного підвішування [2]. В буксовій ступені їх застосування стримує основний недолік – жорстка передача ударних імпульсів. Крім того, експлуатаційні характеристики гідродемперів не є оптимальними з точки зору віброзахисту, оскільки не враховують фазовий зсув коливань кузова щодо коліс, що призводить до появи в циклі гармонічних коливань двох зон, в яких вони не гасять, а, навпаки, збільшують коливання підресорної маси [3].

Відомі конструкції ротаційних гідравлічних гасників, розроблені на ПАТ «Луганськтепловоз», не мають цього недоліку, однак їх широкому застосуванню перешкоджає, використання в них високов'язких поліметилсилоксанових рідин, в'язкість яких залежить від температури навколишнього середовища.

Аналіз наявних досліджень [1, 4 - 7] показує, що вирішення проблеми ефективності демпфування потрібно здійснювати на основі комплексного підходу, однією із складових якого є дослідження впливу різних факторів на працездатність гасників коливань з метою підвищення їхньої ефективності.

На сьогоднішній день розроблено та досліджено чимало конструкцій роторних гідравлічних гасників коливань, які умовно можна поділити на некеровані та керовані. Наявні роторні гідравлічні гасники коливань, які можна віднести до некерованих демперів, так як можливість регулювання їх роботи є тільки під час створення конструкції [8, 9].

Недоліком даних пристроїв є відсутність можливості зміни моменту тертя в'язкої робочої рідини, розміщеної в корпусі гасника коливань, низька ефективність гасіння коливань та ударів у різних діапазонах

температур, по різних ділянках шляху та при різних динамічних навантаженнях та швидкостях через малий об'єм робочої рідини, відсутність регулювання моменту тертя ковзання робочого середовища, розміщеного між валом-ротором і корпусом, що знижує ефективність роботи роторного гідравлічного гасника коливань ресорного підвищення локомотива при зміні швидкості.

Прагнення отримати необхідну енергоємність демпфера і підвищити його ефективність в різних діапазонах температур, при русі рухомого складу по різних ділянках шляху, при різних динамічних навантаженнях і швидкостях призвело до створення керованих гасників, в яких є можливість керувати демпфуючими характеристиками в процесі руху поїзда. У такій конструкції енергоємність гасника залежить від: в'язкості та щільності рідини, зазору між пластинами, мікрогеометрії робочих поверхонь, площі майданчиків дотику рідини та частин, що обертаються.

Зміна вище названих параметрів у його роботі може бути і керуючою функцією гасника.

Постановка проблеми. Таким чином, одним з напрямків вирішення завдання створення гасників коливань, що мають усі переваги та виключають недоліки гідродемпферів поршневого типу, можуть стати керовані гідравлічні гасники в'язкого тертя ротаційного типу [10 – 12].

Представником керованих гідравлічних гасників коливань роторного типу є демпфер, у якого на корпусі закріплено котушку індуктивності, що впливає на магнітну рідину, що використовується як в'язка робоча рідина [10]. Таке рішення дозволяє змінювати момент тертя, що перешкоджає обертанню ротора, залежно від прикладеної осьової сили до даного пристрою від об'єкта, що амортизується, за допомогою наведення електричного поля необхідної напруженості, під дією якого магнітна рідина змінює свою в'язкість, забезпечуючи оптимальне значення моменту сил в'язкого тертя.

Особливо необхідно відзначити нелінійний взаємозв'язок в'язкості магнітної рідини від напруженості поля. Така властивість робочої рідини дозволяє в процесі експлуатації гасника коливань легко регулювати його характеристики, змінюючи параметри магнітного поля, що створюється. Завдяки застосуванню керованих гасників коливань можна отримати покращені ходові якості за достатньо поганого стану шляху.

Однак, чим більша швидкість руху транспортного засобу або гірший стан шляху, тим більша амплітуда переміщення, робота сил тертя і опір переміщенню, тим вища температура робочої рідини, що призводить до зміни її в'язкості, наслідком чого є зменшення сили тертя рідини, що проходить через зазори. У зв'язку з цим гаситель коливань змінює силову характеристику, тобто знижується ефективність гасіння коливань, що призводить до погіршення динамічних характеристик транспортного засобу загалом.

Таким чином, основним недоліком відомих конструкцій гідравлічних роторних гасників коливань є низька ефективність гасіння коливань і ударів при зміні руху транспортного засобу, викликана зміною температури робочої рідини. Це пояснюється зниженням щільності рідини та зменшенням її сили тертя. Крім того, робочі проміжки між корпусом і валом-ротором, заповнені високов'язкою рідиною, під впливом температури цієї рідини збільшують свої розміри, тим самим знижуючи ефективність демпфування. Тобто, чим більше динамічне навантаження, викликане зміною швидкості руху транспортного засобу або погіршенням стану колії, тим більша температура робочої рідини в гаснику і менше демпфуюча здатність, що, безумовно, є значним недоліком роторних гідравлічних гасників коливань.

Тому дослідження впливу різних факторів на працездатність ротаційних гасників коливань з метою підвищення їх ефективності є актуальним науковим завданням.

У зв'язку з цим, **метою даної статті** є розробка методики моделювання динамічних процесів ротаційного гасника коливань, яка дасть можливість досліджувати вплив різних факторів на його працездатність, що дасть можливість ефективного управління його демпферними властивостями.

Основна частина. Для цього визначимо роботу за період коливань найпростішого коаксіально-циліндричного гасника, що складається з однієї рухомої та однієї нерухомої поверхні, зазор між якими заповнений ньютонівською та неньютонівською рідиною.

Нехай циліндр радіусу R (рис. 1) з довжиною твірної H , відділений заповненим ньютонівською рідиною зазором δ від нерухомої зовнішньої концентрично розташованої поверхні, переміщається зворотно-обертально щодо останньої. Обурення рухомому циліндру передається від здійснюючого гармонічні зворотно-поступальні рухи об'єкта кривошипно-шатунним механізмом з кривошипом довжиною r .

Момент зовнішньої сили, необхідний для рівномірного обертання циліндра з кутовою швидкістю Ω :

$$M_n = F\tau R = 2\pi H\nu\rho\Omega \frac{R^3}{\delta}, \quad (1)$$

де $F = 2\pi RH$ – площа поверхні “тертя”, м².

τ – напруга зсуву в шарі рідини, кг/м²:

$$\tau = \nu\rho\Omega \frac{R}{\delta}. \quad (2)$$

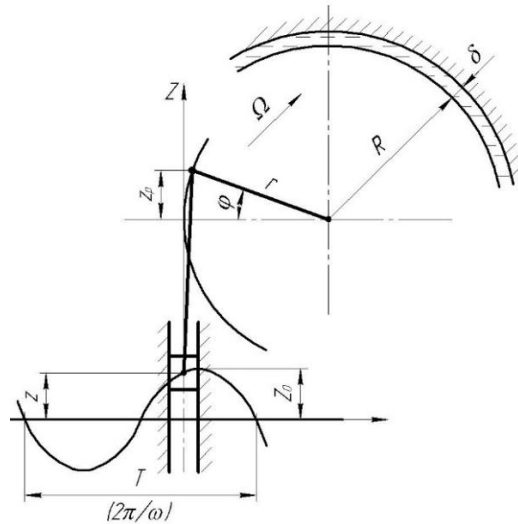


Рисунок. 1 - Схема розрахунку роботи сил в'язкого тертя з коаксіальними робочими поверхнями

Емпіричні залежності ефективної в'язкості ν кремнійорганічних композицій, що є основою для магнітної суспензії, рівні:

- для високов'язкої поліметилсилоксанової рідини (ПМСР):

$$\nu = \frac{\nu_0}{\sqrt{1 + \kappa_1 D}}, \quad (3)$$

- для розчинів каучуку в низьков'язкій ПМС – рідини:

$$\nu = \frac{\nu_0}{1 + \kappa_2 D}. \quad (4)$$

У формулах (3) і (4):

H, R – ширина та радіус розташування циліндричних коаксіальних поверхонь, м;

δ – ширина зазору, що розділяє рухомі та нерухомі поверхні, м;

ν_0 – кінематична в'язкість робочої рідини при швидкості зсуву близької до нуля, $\text{см}^2/\text{с}$;

ρ – щільність рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$D = \frac{V}{\delta}$ – швидкість зсуву $1/\text{с}$, де V – лінійна швидкість відносного переміщення рухомої та нерухомої

поверхонь, м/с.

Рекомендовані значення емпіричних коефіцієнтів дорівнюють: $\kappa_1 = 2,4 \cdot 10^{-5} \nu_0, \text{с}$ і $\kappa_2 = 0,25 \cdot 10^{-5} \nu_0, \text{с}$.

Вважаючи справедливим, що об'єм колоїду дорівнює сумі об'ємів складових частин, автори роботи [13] пропонують вираз визначення щільності колоїду:

$$\rho = \rho_s c_s + \rho_a (c_v - c_s) + \rho_f (1 - c_v), \quad (5)$$

де ρ_s, ρ_a, ρ_f – щільності відповідно твердої фази, поверхнево-активної речовини та рідини-носія (основи).

Для рідин на основі вуглеводнів та мінеральних масел, у яких роль стабілізатора відіграє олеїнова кислота, щільності ρ_a і ρ_f дуже близькі і складають близько $900 \text{ кг}/\text{м}^3$. В цьому випадку вираз (5) спрощується:

$$\rho = \rho_s c_s + \rho_f (1 - c_s). \quad (6)$$

В роботах [13, 14] наведені результати досліджень властивостей магнітних рідин. Показано залежності для знаходження в'язкості магнітних рідин. Так, при малій концентрації твердих часток без магнітного поля в'язкість оцінюють формулою Ейнштейна:

$$\eta = \eta_0 (1 + k c_v), \quad (7)$$

де η і η_0 – в'язкість відповідно до системи і рідкої основи;

c_v – об'ємна частка часток;

k – коефіцієнт (для сферичних частинок $k = 2,5$, для витягнутих із співвідношенням $1:5$ $k = 6,0$).

При відносно високій концентрації ($c_v \geq 0,1$) для оцінки ефективної в'язкості застосовують формулу:

$$\eta = \eta_0 / (1 + ac_v + bc_v^2), \quad (8)$$

де $a = -2,5$; $b = (2,5c_v^* - 1) / (c_v^*)^2$ (c_v^* – гранична об'ємна частка часток при щільній упаковці, коли система втрачає плинність).

Крім того, відома формула Венда:

$$\eta = \eta \exp[(2,5c_v + 2,7c_v^2) / (1 - 0,609c_v)]. \quad (9)$$

При накладанні магнітного поля $\omega_g < \dot{\gamma}$ та в межах при орієнтації частки вздовж силових ліній поля $\omega_g = 0$, а момент сил тертя максимальний. Приріст в'язкості внаслідок орієнтації часток знаходиться за формулою:

$$\eta_r = 1,5\eta_0 c_v \frac{\xi - th\xi}{\xi + th\xi} \sin^2 \alpha, \quad (10)$$

де ξ – аргумент у функції Ланжевена;

α – кут між векторами напруженості поля та швидкості зсуву рідини.

Тоді ефективна в'язкість МР:

$$\eta_{\text{эф}} = \eta + \eta_r. \quad (11)$$

Елементарна робота моменту M сили в'язкого тертя dQ при повороті кривошипну радіусу r на малий кут $d\phi$, рад:

$$dQ_n = Md\phi. \quad (12)$$

За відсутності руху об'єкта, що демпфується (рис. 1), кут повороту гасника знаходиться з співвідношення:

$$\phi = \text{arctg} \frac{E}{z} + \text{arctg} \frac{S^2 - E^2 - r^2 - z^2}{2 \cdot r \sqrt{z^2 + E^2}}. \quad (13)$$

З достатньою для практичних розрахунків точністю визначення кута повороту кривошипну можна проводити за формулою:

$$\phi = \arcsin \frac{z}{r}. \quad (14)$$

У цьому випадку для конкретного співвідношення розмірів механізму приводу, близькому до реального, різниця у підрахунку кутів ϕ за формулами (13) та (14) не перевищує 1,1%.

Виразимо кутову швидкість обертання ротора за наступною формулою:

$$\Omega = \dot{\phi} = \frac{d\phi}{dt} = \frac{V}{r} = \frac{z}{r} = \frac{z_0 \omega \cos \omega t}{r}, \quad (15)$$

де z_0 , ω – амплітудне значення та кутова частота коливань демпфованого об'єкта, см, 1/с;

V – лінійна швидкість руху рухомої поверхні, м/с

Робота сил в'язкого тертя на 1/4 періоду коливань:

$$\frac{1}{4} Q_n = \int_0^{\frac{\pi}{2\omega}} Md\phi = \int_0^{\frac{\pi}{2\omega}} 2\pi H\nu\rho \frac{R^3}{\delta} \cdot \frac{z_0 \omega \cos \omega t}{r} \cdot \frac{z_0 \omega \cos \omega t}{r} dt.$$

Враховуючи що $dt = \frac{1}{\omega} d(\omega t)$,

$$\frac{1}{4} Q_n = \frac{2\pi H\nu\rho R^3 z_0^2 \omega^2}{\delta \cdot r^2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \omega t d(\omega t). \quad (16)$$

Інтеграл, що входить у вираз (16):

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \omega t d(\omega t) = \left[\frac{1}{2} \omega t + \frac{1}{4} \sin 2\omega t \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{4},$$

а для повного періоду коливань інтеграл дорівнює π .

Тоді робота сил тертя за повний період:

$$Q_n = \frac{2\pi^2 H\nu\rho R^3 z_0^2 \omega}{\delta \cdot r^2}. \quad (17)$$

Вираз (17) запишемо у вигляді:

$$Q_n = \pi \left(\frac{2\pi H\nu\rho R^3}{\delta \cdot r^2} \right) \cdot (z_0 \omega) \cdot (z_0), \quad (18)$$

де вираз у перших дужках є параметром гасника коливань, тобто:

$$\beta_n = \frac{2\pi H\nu\rho R^3}{\delta \cdot r^2}, \text{ Н}\cdot\text{с/м}. \quad (19)$$

Відомо, що вираз виду $A = \pi ab$ являє собою площу еліпса з півосями a і b .

В нашому випадку формула (17) може бути записана у вигляді:

$$Q_n = \pi \left(2\pi H\nu\rho \frac{R^3}{\delta \cdot r^2} z_0 \omega \right) (\omega), \quad (20)$$

де $P_n = 2\pi H\nu\rho \frac{R^3}{\delta \cdot r^2} z_0 \omega$ – максимальне за період коливань значення сили в'язкого тертя, кг.

Отже, значення параметра гасника з ньютонівською рідиною знаходяться з виразу (19), а величини дисипативної сили та роботи цієї сили за період коливань за формулами:

$$P_n = \beta V = \beta z_0 \omega, \quad (21)$$

$$Q = \pi \beta V z_0 = \pi \beta z_0^2 \omega. \quad (22)$$

Повторимо наведені вище викладки для гасника з неньютонівською рідиною, залежність ефективної в'язкості ν якої від швидкості зсуву D описується виразом (4):

$$\nu = \frac{\nu_0}{1 + \kappa_2 D}.$$

Враховуючи величини плечей застосування зовнішньої (r) і дисипативної (R) сил і те, що $D = \frac{V}{\delta}$, попередній вираз приведемо до вигляду:

$$\nu = \frac{\nu_0}{1 + 0.5 \cdot 10^{-5} \nu_0 \frac{R}{r} \cdot \frac{V}{\delta}}. \quad (23)$$

З урахуванням зауважень до виразів (13) та (14) лінійна швидкість переміщення поверхні внутрішнього циліндра (рис. 1) у синусоїдальному поворотно-обертальному русі:

$$V = \dot{z} = \frac{dz}{dt} = z_0 \omega \cos \omega t, \quad (24)$$

а кутова швидкість:

$$\Omega = \frac{V}{r} = \frac{z_0 \omega \cos \omega t}{r}. \quad (25)$$

Використовуючи вираз (2), (23) та (25) запишемо формулу для знаходження сили в'язкого тертя, наведеної до кінця важеля r :

$$P = \frac{M_u}{r} = 2\pi H \rho \frac{R^3}{\delta} \cdot \frac{v_0}{1 + 0,5 \cdot 10^{-5} v_0 \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\delta} z_0 \omega \cos \omega t} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{z_0 \omega \cos \omega t}{r}. \quad (26)$$

Робота сили в'язкого тертя на елементарному переміщенні dz :

$$dQ = Pdz = P \frac{dz}{dt} dt. \quad (27)$$

Після підстановки (27) виразу для підрахунку сили (26) і $\frac{dz}{dt} = z_0 \omega \cos \omega t$ отримаємо:

$$dQ = \frac{2\pi H \rho R^3 v_0}{\delta \cdot r^2} \cdot \frac{1}{1 + 0,25 \cdot 10^{-5} v_0 \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\delta} z_0 \omega \cos \omega t} \cdot z_0 \omega^2 \cos^2 \omega t dt, \quad (28)$$

позначивши в (28)

$$\frac{2\pi H v_0 \rho R^3}{\delta \cdot r^2} = A \quad \text{и} \quad (29)$$

$$0,5 \cdot 10^{-5} v_0 \frac{R}{r} \cdot \frac{1}{\delta} z_0 \omega = B, \quad (30)$$

приведемо його до вигляду:

$$dQ = A z_0^2 \omega^2 \frac{\cos^2 \omega t}{1 + B \cos \omega t} dt. \quad (31)$$

Робота сил в'язкого тертя на 1/4 періоду коливань:

$$\frac{1}{4} Q = A z_0^2 \omega^2 \int_0^{\pi/2 \omega} \frac{\cos^2 \omega t}{1 + B \cos \omega t} dt \quad \text{или} \quad (32)$$

$$\frac{1}{4} Q = A z_0^2 \omega \int_0^{\pi/2} \frac{\cos^2 \omega t}{1 + B \cos \omega t} dt. \quad (33)$$

Знайдемо первісну інтеграла у виразі (33), застосувавши наступний штучний прийом:

$$\begin{aligned} \int_0^{\pi/2} \frac{\cos^2 \omega t}{1 + B \cos \omega t} d(\omega t) &= \int_0^{\pi/2} \frac{(B^2 \cos^2 \omega t - 1) + 1}{B^2 (B \cos \omega t + 1)} d(\omega t) = \\ &= \frac{1}{B^2} \left[\int_0^{\pi/2} \frac{(B \cos \omega t - 1)(B \cos \omega t + 1)}{(B \cos \omega t + 1)} d(\omega t) + \int_0^{\pi/2} \frac{1}{B \cos \omega t + 1} d(\omega t) \right] = \\ &= \frac{1}{B^2} \left[\int_0^{\pi/2} B \cos \omega t d(\omega t) - \int_0^{\pi/2} d(\omega t) + \int_0^{\pi/2} \frac{1}{B \cos \omega t + 1} d(\omega t) \right] \end{aligned} \quad (34)$$

У виразі (34) всі три інтеграли табличні:

$$\int_0^{\pi/2} B \cos \omega t d(\omega t) = B \sin \omega t \Big|_0^{\pi/2} = B \sin 90^\circ - B \sin 0^\circ = B - 0 = B; \quad (35)$$

$$\int_0^{\pi/2} d(\omega t) = \omega t \Big|_0^{\pi/2} = \frac{\pi}{2} - 0 = \frac{\pi}{2}; \quad (36)$$

$$\int_0^{\pi/2} \frac{1}{B \cos \omega t + 1} d(\omega t) = \frac{1}{\sqrt{B^2 - 1}} \ln \left| \frac{\sqrt{B^2 - 1} \operatorname{tg} \frac{\omega t}{2} + 1 + B^2}{\sqrt{B^2 - 1} \operatorname{tg} \frac{\omega t}{2} - 1 + B^2} \right| \Bigg|_0^{\pi/2} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{B^2 - 1}} \ln \left| \frac{\sqrt{B^2 - 1} + 1 - B^2}{\sqrt{B^2 - 1} - 1 - B^2} \right|.$$
(37)

І остаточно робота за повний період коливань:

$$Q = Az_0^2 \omega \frac{4}{B^2} \left[B - \frac{\pi}{2} + \frac{1}{\sqrt{B^2 - 1}} \ln \left| \frac{\sqrt{B^2 - 1} + 1 - B^2}{\sqrt{B^2 - 1} - 1 - B^2} \right| \right],$$
(38)

де комплекси A і B визначаються виразами (29) і (30).

Кінцевий вираз (38) незручний при розрахунках тим, що область його існування обмежена значеннями $B^2 > 1$. При значеннях $B^2 < 1$ інтеграл (38) повинен обчислюватися за формулою:

$$\int_0^{\pi/2} \frac{1}{B \cos \omega t + 1} d(\omega t) = \frac{2}{\sqrt{1 - B^2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - B^2} \operatorname{tg} \frac{\omega t}{2}}{1 + B},$$
(39)

а при $B^2 = 1$ обидва зазначені вирази перетворюються на нескінченність.

Щоб позбутися названої складності, були підраховані (чисельним методом) значення інтеграла у формулі (33), та отримана залежність цих значень від коефіцієнта B була апроксимована виразом:

$$\int_0^{2\pi} \frac{\cos^2 \omega t}{1 + B |\cos \omega t|} d(\omega t) = \frac{1}{1 + B}.$$
(40)

Робота сил в'язкого тертя за період коливань у цьому випадку запишеться у вигляді:

$$Q = Az_0^2 \omega \frac{1}{1 + B},$$
(41)

де комплекси A і B знаходяться з виразів (29) і (30).

За аналогією з (21) та (22) формулу (41) представимо у вигляді:

$$Q = \pi P_0 z_0 = \pi \beta z_0^2 \omega,$$
(42)

де $\beta = \frac{A}{\pi} = \frac{2H\nu_0 \rho R^3}{\delta \cdot r^2} \cdot \frac{1}{1 + B}$ - параметр гасника з неньютонівською рідиною.

Порівняння параметра гасника однакових габаритів з ньютонівською (19) і неньютонівською (42) рідиною показує, що

$$\beta = \beta_n \frac{1}{\pi(1 + B)}.$$
(43)

За запропонованою методикою проведено розрахунок силових характеристик "шестиповерхневого" ротаційного гасника коливань з магнітною рідиною, виконаною на основі ПМСР, використаної як робоче тіло. У розрахунку враховано лише коаксіальні циліндричні зазори. Повні значення силових характеристик гасника параметра β , максимального значення дисипативної сили P_0 і роботи Q цієї сили (внаслідок неврахованих торцевих робочих зазорів) будуть більше отриманих на 5...6%.

Результати розрахунку представлені у вигляді графічних залежностей силових характеристик (β , P_0 , Q) гасника на рис. 2 – 4 при частоті $f = 1,7$ Гц та амплітуді коливань надресорної будови $z_0 = 2,5$ см.

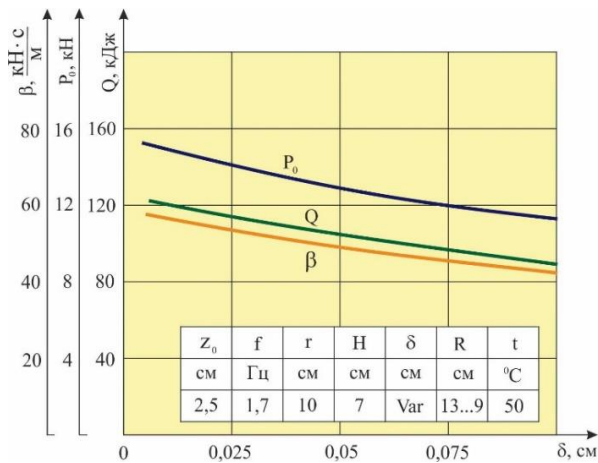


Рисунок 2 - Залежність силових характеристик гасника в залежності від величини зазору δ

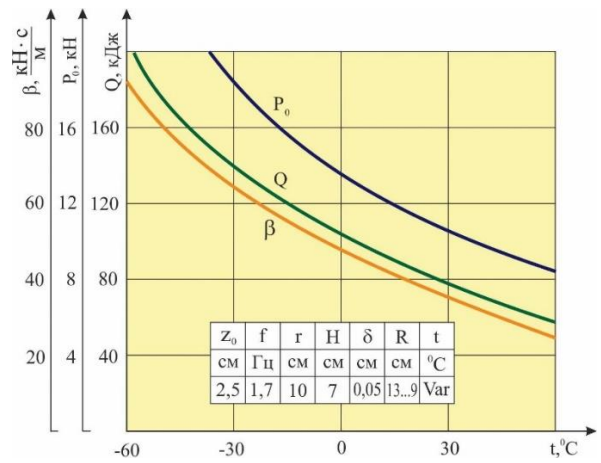


Рисунок 3 - Залежність силових характеристик гасника в залежності від $t^{\circ}\text{C}$ робочої рідини

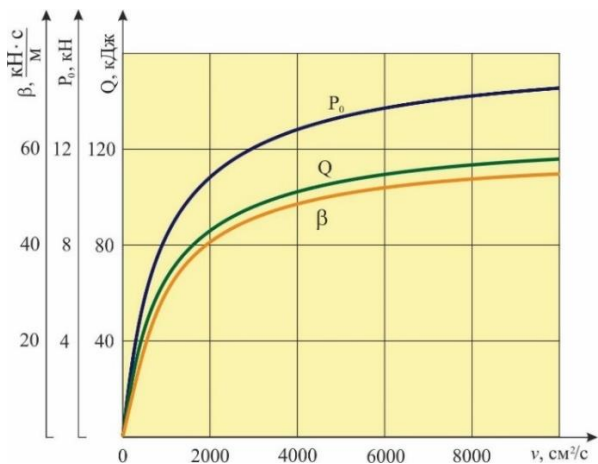


Рисунок 4 - Залежність силових характеристик гасника від в'язкості ν

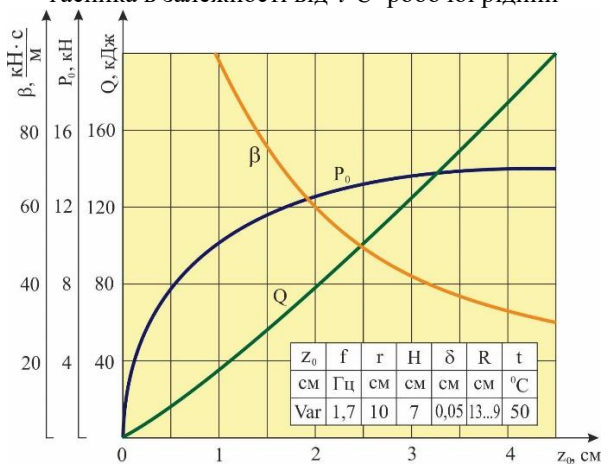


Рисунок 5 - Залежність силових характеристик гасника в залежності від амплітуди коливань z_0

Для перевірки адекватності отриманих теоретичних залежностей було проведено експериментальні дослідження на стендовому обладнанні лабораторії кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Завдяки своїй конструкції стенд дозволяє наблизити умови випробувань до реальних умов експлуатації.

Залежності сил опору ротатійних гасників від швидкості руху 1 і 6 осей наведені на рис. 5.

Випробуваннями встановлено таке:

1. У дослідних поїздах тепловоза з ротатійними гасниками не було зареєстровано великих зусиль, що різко випадають із загальної закономірності зростання дисипативних сил зі збільшенням швидкості руху. Це є вагомим доказом ефективності закладеного в гаснику принципу «самозахисту» гасника (отже, й інших деталей та вузлів екіпажної частини) від імпульсних навантажень.

2. Підрахунок коефіцієнтів вертикальної динаміки 1 осі показав, що k_g тепловоза з ротатійними гідрогасителями, заповненими на 90% об'єму, менший у всьому діапазоні швидкостей, ніж з фрикційними гасниками. Перевага ротатійних гасників за цим показником особливо відчутна під час руху зі швидкостями 40-60 км/год (в середньому на 8 - 22%).

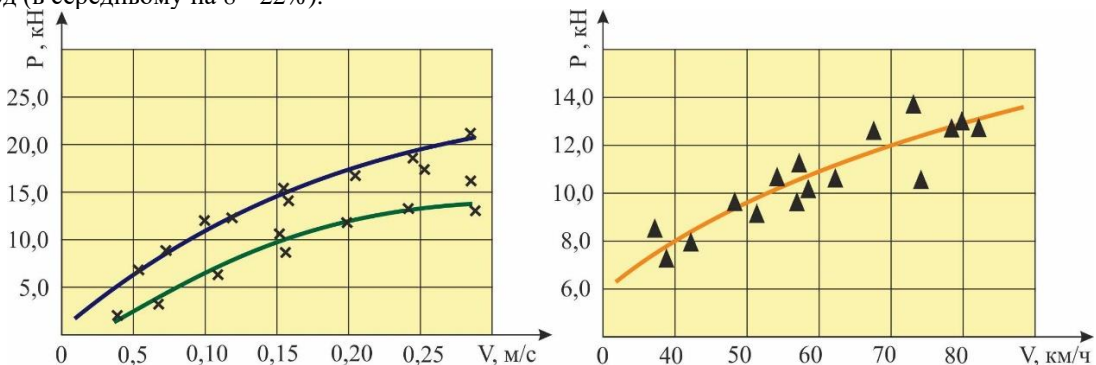


Рисунок 6 - Експериментальні значення сил опору

Максимальні коефіцієнти вертикальної динаміки визначалися за даними вимірювань прогинів ресорного підвішування і максимальним силам опору гасників. Сила тертя F_g фрикційних гасників приймалася за даними справжніх та раніше проведених випробувань рівною 800 кг. Зменшення кута зсуву фаз між силою, що розвивається гасником, і пружною силою ресорного підвішування, теоретично рівного 90° , було визначено за осцилограмами, виконаними на збільшеній (10 см/сек) протяжці стрічки. Він виявився рівним $17-23^\circ$. Для розрахунків був прийнятий кут $\psi = 20^\circ$.

3. Обладнання тепловоза ротаційними гасниками призвело до вирівнювання вертикальних прискорень кінців кузова. Результати випробувань свідчать про те, що розкид сил опору дослідних ротаційних гасників помітно менший, ніж серійних фрикційних. Порівняння зусиль чотирьох гасників при швидкості, наприклад, 35 м/сек, показує, що максимальні значення сил відрізняються від мінімальних в 1,21 раза (max 1600 кг, min 1320 кг), у той час як для фрикційних гасників це відношення дорівнює 1,6 (max 1010 кг, 630 кг min). Вищевикладене підтверджує зроблене раніше припущення про вплив нерівномірності розподілу дисипативних сил по довжині тепловозу на характер коливального процесу надресорної будови.

Висновки.

1. Аналіз використання демпфуючих елементів підвіски на високошвидкісному рухомому складі наземного транспорту показав, що найбільш ефективними є керовані гідравлічні гасники коливальних.

2. Математичне моделювання процесу демпфування дозволило досліджувати зміни силових характеристик ротаційного гідродемпфера в залежності від величини зазору між поверхнями, що здійснюють зворотно-обертальні переміщення, температури робочої рідини, а також від властивостей робочої рідини, що дозволить регулювати параметри працездатності гасника з метою підвищення його ефективності.

3. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність розробленої методики та дозволили визначити умови підвищення комфортності використання високошвидкісного рухомого складу наземного транспорту.

Л і т е р а т у р а

1. Басов, Г.Г.; Нестиренко, В.И.; Бурка, М.Л.; Петров, А.С. 2004. Проблемы демпфирования колебаний в системе амортизации ж.д. подвижного состава. Вестник Восточноукр. нац. ун-т. Луганск: ВНУ им. В.Даля 11(81): 84-89.
2. Новиков, В.В.; Рябов, И.М.; Чернышов, К.В.; Поздеев, А.В.; Марков Г.В. 2018. Гидравлический амортизатор с переменным сопротивлением. ВЕСТНИК НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ. № 6(42). Том 1: 7 – 12.
3. Манашкін, Л.А.; Мямлін, С. В.; Приходько, В. І. 2007. Гасителі коливальних і амортизатори ударів рейкових екіпажів (математичні моделі), Дніпро: 196.
4. Лазарян, В.А. 1985. Динамика транспортных средств: Избр. тр. К.: Наук. Думка: 528.
5. Дьомін, Р.Ю. 2017. Розрахункова оцінка динамічних показників швидкісного вагона. Вісник СНУ ім. Володимира Даля. № 9 (239): С. 33 – 37.
6. Wang, Yi-Xuan; Chen, En-Li; Qi, Zhuang; Liu, Peng-Fei; Zhang, Lin. 2017. Analysis of dynamic behaviour of high-speed railway vehicle with faulty anti-hunting damper, Journal of Advances in Vehicle Engineering. 3(3).
7. Горбунов, Н.И.; Кашура, А.Л.; Попов, С.В.; Кравченко, Е.А. 2005. Активное демпфирование колебаний в рессорном подвешивании экипажа локомотива, Вестник Восточноукр. нац. ун-та. Луганськ: ВНУ им. В.Даля. 8(90). 1: 152-155.
8. А. с. СРСР №1222931 кл. F16F9/12, 07.04.1986. бюл. №13.
9. А.с. СРСР № 1566115, кл. F16F 9/12, опубл. 23.05.90., бюл. № 19.
10. Патент на корисну модель № 6721 Україна, МПК F16F9/12. Роторний гідравлічний гаситель коливальних ресорної підвіски локомотива / М.І. Горбунов, С.В.Попов, К.О.Кравченко, Г.Г.Басов, В.П.Гундарь; Заявл. 05.11.2004; Опубл. 16.05.2005, Бюл. № 5/2005.
11. Декларативний патент 67226 А Україна, МПК F16F9/12. Ротаційний гідравлічний гаситель коливальних / Горбунов М.І., Гундарь В.П., Попов С.В., Сергієнко М.І., Найш Н.М., Басов Г.Г., Кашура О.Л., Міщенко К.П.; Східноукр. нац. у-нт ім. В. Даля; заявл. 11.08.2003; опубл. 15.06.2004; Бюл. № 6, 2004.
12. Патент на корисну модель № 66003 Україна, МПК F16F9/00. Роторний гідравлічний гаситель коливальних / М.І. Горбунов, В.С. Ноженко, М.В. Ковтанець, К.О.Кравченко, А.О.Малохатко, О.С.Клюєв; Заявл. 20.04.2011; Опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24/2011.
13. Орлов, Д.В.; Михалев, Ю.О.; Мышкин, Н.К. и др. 1993. Магнитные жидкости в машиностроении: Под общ. ред. Д.В. Орлова, В.В. Подгоркова. М.: Машиностроение: 272.
14. Шульман, З.П.; Кордонский, В.И. 1982. Магнитореологический эффект. Мн.: Наука и техника: 184.

R e f e r e n c e s

1. Basov, H.H.; Nestyrenko, V.Y.; Burka, M.L.; Petrov, A.S. 2004. Problemy dempfyrovaniya kolebaniy v systeme amortyzatsyy zh.d. podvyzhnoho sostava, Vestnyk Vostochnoukr. nats. un-t. Luhansk: VNU ym. V.Dalia 11(81): 84-89.
2. Novikov, V.V.; Ryabov, I.M., Chernyshov, K.V.; Pozdееv, A.V.; Markov, G.V. 2018. Hydraulic Shock Absorbers with Variable Resistance, VESTNYK NAUKY Y OBRAZOVANYIA, 6(42). Vol. 1: 7 – 12.
3. Manashkin, L.A.; Miamlin, S. V.; Prykhodko, V. I. 2007. Hasyteli kolyvan i amortyzatory udariv reikovykh ekipazhiv

- (matematychni modeli), Dnipro: 196.
4. Lazaryan V.A. 1985. Vehicle dynamics: Selected Pros. - K.: Nauk. dumka: 528.
 5. Domin R. Yu. 2017. Calculated estimation of dynamic indicators of a high-speed wagon, Visnyk SNU im. Volodymyra Dalia. 9 (239): 33 – 37.
 6. Wang, Yi-Xuan; Chen, En-Li; Qi, Zhuang; Liu, Peng-Fei; Zhang, Lin. 2017. Analysis of dynamic behaviour of high-speed railway vehicle with faulty anti-hunting damper, Journal of Advances in Vehicle Engineering. 3(3).
 7. Gorbunov, N.I.; Kashura, A.L.; Popov, S.V.; Kravchenko, E.A. 2005. Aktyvnoe dempfyrovanye kolebanyi v ressonnom podveshyvanyy эkypazha lokomotyva, Vestnyk Vostochnoukr. nats. un-ta. Luhansk: VNU ym. V.Dalia. 8(90). 1: 152-155.
 8. A.s. SRSR №1222931 kl. F16F9/12, 07.04.1986. biul. №13.
 9. A.s. SRSR № 1566115, kl. F16F 9/12, 23.05.90., biul. № 19.
 10. Patent na korysnu model № 6721 Ukraina, MPK F16F9/12. Rotornyi hidravlichnyi hasytel kolyvan resornoj pidvisky lokomotyva / M.I. Horbunov, S.V. Popov, K.O. Kravchenko, H.H. Basov, V.P. Hundar; Zaiavl. 05.11.2004; Opubl. 16.05.2005, Biul. № 5/2005.
 11. Patent na korysnu model № 67226 A Ukraina, MPK F16F9/12. Rotatsiyni hidravlichnyi hasytel kolyvan / Horbunov M.I., Hundar V.P., Popov S.V., Serhienko M.I., Naish N.M., Basov H.H., Kashura O.L., Mishchenko K.P.; Skhidnoukr. nats. u-nt im. V. Dalia; zaiavl. 11.08.2003; opubl. 15.06.2004; Biul. № 6, 2004.
 12. Patent na korysnu model № 66003 Ukraina, MPK F16F9/00. Rotornyi hidravlichnyi hasytel kolyvan / M.I. Horbunov, V.S. Nozhenko, M.V. Kovtanets, K.O. Kravchenko, A.O. Malokhatko, O.S. Kliuiev; Zaiavl. 20.04.2011; Opubl. 26.12.2011, Biul. № 24/2011.
 13. **Orlov, D.V.; Mihalev, Yu.O.; Myishkin, N.K. i dr.** 1993. Magnitnyie zhidkosti v mashinostroenii: Pod obsch. red. D.V. Orlova, V.V. Podgorkova. M.: Mashinostroenie: 272.
 14. **Shulman, Z.P.; Kordonskiy V.I.** 1982. Magnitnoreologicheskiy effekt. Mn.: Nauka i tehnika: 184.

In connection with the transition to high-speed land transport, research and design solutions aimed at improving the dynamic indicators of traffic safety of high-speed rolling stock are of particular importance, which necessitates improved spring suspension in terms of improving the efficiency of dampen oscillations. Analysis of the use of damping suspension elements on high-speed rolling stock of land transport showed that the most effective are controlled hydraulic vibration dampers of the rotor type. Therefore, the definite purpose of this article, namely: the development of methods for modeling the dynamic processes of rotary vibration damper, which will allow to investigate the impact of various factors on its working capacity for effective management of its damping properties, is relevant.

The article develops a method for modeling dynamic processes of a rotary vibration damper, which allows to study changes of the force characteristics of a rotary damper, the elements of which perform reverse rotational movements, depending on the gap between surfaces filled with Newtonian and non-Newtonian fluids, on the amplitude of oscillations, and also on the properties of the working fluid, which will adjust the parameters of the damper working capacity in order to increase its efficiency.

According to the proposed method, the calculation of the force characteristics of the "six-surface" rotary vibration damper with a magnetic fluid based on high-viscosity polymethylsiloxane fluid used as a working fluid is carried out.

The conducted experimental studies confirmed the adequacy of the developed methodology and allowed to determine the conditions for improving the efficiency of high-speed rolling stock of land transport. The calculation of the coefficients of vertical dynamics of the 1st axis showed that k_g of locomotives with rotary dampers filled to 90% of the volume is less in the whole speed range than with friction dampers on average by 8 - 22%. Also, the test results show that the scatter of the resistance forces of the experimental rotary dampers is significantly smaller than the serial friction dampers. The above confirms the previously made assumption about the influence of the uneven distribution of dissipative forces along the length of the locomotive on the nature of the oscillating process of the overspring structure.

Keywords: rolling stock, damping suspension element, controlled rotary hydraulic vibration damper.

Сергієнко О. В. - доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; sergienko.o.v@gmail.com

Ковтанець М. В. – доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; kovtanetsm@gmail.com

Могіла В. І. – професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; vimogila1@ukr.net

Загорський Д. В. – аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; deniszagorskiy@gmail.com