

Юрій Щербина¹

¹ Доцент, Кафедра «Вагони та вагонне господарство», Державний університет інфраструктури та технологій, вул. Кирилівська, 9, м. Київ, 04071, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9574-2757>

* Автор, відповідальний за листування: scherbuna_yv@gsuite.duit.edu.ua

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ УЗАГАЛЬНЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Основою сучасної методології дослідження рейкових транспортних засобів є математичне моделювання. Математична модель повинна враховувати такі властивості як просторовий характер руху окремих рухомих частин досліджуваного об'єкту, нелінійні характеристики пружно-дисипативних елементів системи, випадковий характер збурень, які передаються на гідравлічний апарат, властивості рідини, як робочого тіла. Гідравлічний гаситель коливань являє собою гідравлічний циліндр з штоком та системою калібрувальних отворів і клапанів, які спрацьовують в залежності від режиму роботи. Для опису характеристики роботи гідравлічного амортизатора, як правило, використовується класичний закон течії рідини через дросельний отвір, заснований на законах Бернуллі і рівнянні витрати рідини [1]. Використання такої закономірності для сучасних конструкцій пристроїв гасіння коливань вагонів не відповідає опису дійних процесів, які відбуваються за типовими умовами експлуатації. До особливостей робочих процесів пасивних гасителів коливань слід віднести взаємодію робочої рідини з рухомими деталями та її течію по каналах і через калібровані отвори з місцевим штучним опором. Окрім того, внаслідок постійних перепадів тиску через зміну напрямків руху рідини виникають пульсації, які слід враховувати при проектуванні конструкції для більш ефективної роботи пристрою. У статті представлена розроблена узагальнена математична модель гідравлічного гасителя коливань пасажирського вагона типу НЦ-1100, яка враховує нестационарні гідромеханічні процеси, що дозволяє провести дослідження впливу робочих параметрів на характеристики роботи апарату.

Ключові слова: гідравлічний гаситель коливань, математична модель, гідромеханічні процеси, параметри робочого тіла.

Вступ. Проектування і дослідження гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів передбачає наявність математичного опису робочих процесів – розробку математичної моделі, визначення параметрів, які забезпечують встановлені характеристики і надають змогу їх оптимізувати за необхідними критеріями. Особливість робочих процесів, які відбуваються в гідравлічному гасителі коливань зумовлено взаємодією робочої рідини з рухомими елементами пристрою і її спрямованим рухом по каналам і робочим камерам з місцевим опором. В гідравлічному гасителі коливань внаслідок зворотно-поступального руху при стисканні робочої рідини відбуваються постійні зміни тиску, витрати рідини як робочого тіла, в залежності від зусилля, що передається на шток апарату від зовнішнього навантаження через елементи кріплення. Поєднання складних нестационарних гідромеханічних процесів, що виникають в гідравлічному гасителі коливань та загалом впливають на його працездатний стан при діючих режимах навантажень, потребує ретельного вивчення з застосуванням наближеної математичної моделі розрахунку.

Аналіз останніх досліджень і постановка проблеми. На візках пасажирських вагонів найбільш широко застосовуються гідравлічні гасителі коливань пасивного типу. Дослідженню роботи гідравлічних апаратів присвячені праці [1 – 4].

У статті [1] приведені узагальнені конструктивні схеми гасителів коливань різних типів і результати експериментальних досліджень впливу частоти змін тиску робочої рідини в гідроприводі на ефективність роботи гасителів. Показані результати досліджень дозволяють визначити діапазон частот, в якому доцільно використовувати окремий тип гасителя. Проте, слід відмітити відсутність математичних моделей і аналітичні залежності, що дозволяють визначити робочі параметри гідравлічного апарату, а також встановити їх вплив на коефіцієнт гасіння коливань.

В роботі [2] приведені гідравлічні і розрахункові схеми гідроприводу з гасителями пульсацій тиску робочої рідини різних типів. Математичні моделі гасителів отримані шляхом їх декомпозиції на узагальнені структурні елементи (гідравлічні вузли) і розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів за допомогою методу Фур'є. Приведені математичні моделі дозволяють досліджувати вплив конструктивних і робочих параметрів гідроприводів і параметрів робочої рідини на коефіцієнт підсилення пульсацій, однак вони не дозволяють визначати перехідні процеси в каналах і камерах, що при значних частотах коливань і значній довжині камер і каналів може призвести до суттєвої похибки.

Автор статті [3] описує метод розрахунку коефіцієнта підсилення (гасіння) гідравлічного вібраційного контуру, у якому цей коефіцієнт отриманий шляхом диференціації гідравлічного вібраційного контуру на наступні структурні елементи: канали і камери, з використанням операторних хвильових опорів. Приведена математична модель дозволяє досліджувати вплив конструктивних і робочих параметрів інтерференційного перетворювача пульсацій і параметрів робочої рідини на коефіцієнт підсилення (гасіння) пульсацій. Проте в даній статті відсутні відомості стосовно визначення перехідних процесів в каналах і камерах гідравлічного пристрою при установлених режимах роботи.

Існуючі на сьогоднішній день підходи до створення та подальшого аналізу складних гідромеханічних систем до яких належить гідравлічний гаситель коливань мають недостатньо чітко окреслені конструктивні схеми, які не відповідають існуючим технічним рішенням. При моделюванні роботи пристрою, як правило, розглядаються відокремлені структурні частини всього апарату, що не надає повного уявлення про перехідні процеси, які відбуваються у загальному контурі. З метою створення і удосконалення роботи гідравлічних пристроїв на стадії проектування [4] слід враховувати зміни робочих параметрів об'єкта при різних умовах експлуатації, мати можливість оптимізувати роботу гідравлічного апарату на стадії попереднього розрахунку, оцінювати ризики від перевантажень клапанної системи для встановлення граничних режимів роботи, визначити його працездатність за умов зміни конструкції.

Мета і завдання дослідження. Метою написання статті є опис створеної узагальненої математичної моделі пасивного гідравлічного гасителя коливань пасажирського вагона за аналогом типу НЦ-1100, яка дозволить провести дослідження робочих процесів, встановити вплив на них конструктивних змін і робочих параметрів. Відповідно до аналізу проведених досліджень перед автором цієї статті поставлено наступне завдання: розробити і описати узагальнену математичну модель гідравлічного амортизатора, яка відобразить нестационарні гідромеханічні процеси, характерні для конкретної конструкції апарату та замкнутого контуру системи в цілому.

Матеріали та методи дослідження. Вивченню процесів в елементах гідравлічних пристроїв гасіння коливань з метою визначення характерних вихідних параметрів роботи апаратів передували дослідження нестационарного періодичного руху робочої рідини в трубопроводах гідравлічних систем [5-9]. Такі процеси мають місце в гідравлічних приводах та їх елементах, де відбувається стиснення робочого тіла (рідини). Стійкість роботи гідравлічних клапанів, які мають гідравлічні апарати, з метою підтримання в заданих межах тисків або витрат рідини

значною мірою визначається нестационарними гідромеханічними процесами, що протікають в трубопроводах цих систем, каналах і камерах гідравлічних пристроїв [15-17].

В праці [5] нестационарний ламінарний, симетричний дії осі, ізотермічний процес руху робочої рідини в круглому трубопроводі з абсолютно жорсткими стінками представлений одним рівнянням в циліндричних координатах:

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} - \frac{1}{v_t} \frac{\partial u_x}{\partial t} = \frac{1}{\rho v_t} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

де ρ – щільність робочої рідини;

v_t – кінематичний коефіцієнт густини робочої рідини;

r – радіус трубопроводу;

$\frac{\partial p}{\partial x}$ – градієнт тиску.

Градієнт тиску змінюється за таким законом:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -a_p \sin \omega t, \quad (2)$$

де a_p – амплітуда пульсацій тиску;

ω – частота коливань.

Вирішення рівняння (1) може бути виконано аналітично за допомогою прямого і зворотного перетворення Лапласа і Бесселевих функцій. При цьому швидкість робочої рідини визначається за умови ($r=0$). Потрібно відмітити, що вихідні рівняння отримані з рівнянь Нав'є-Стокса, які в загальному випадку описують нестационарну ізотермічну течію густої рідини в каналах (повітропроводах) і камерах елементів об'ємних гідроприводів. З урахуванням того, що швидкість робочої рідини в окружному напрямку дуже мала, рівняння Нав'є-Стокса і нерозривності в циліндричній системі координат представлені у наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} P_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v_t \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ P_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v_t \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u_x) \right] = 0, \quad (4)$$

де P_x, P_r – проекції масової сили, яка приходить на одиницю маси робочої рідини;

$u_x = f(x, r, t)$ – швидкість робочої рідини по осі x ;

$u_r = f(r, x, t)$ – радіальна швидкість робочої рідини.

Рівняння (3) і (4) розглядають спільно з початковими і граничними умовами. Їх вирішення може бути реалізовано лише для окремих видів течій рідини. При цьому приймається ряд припущень, що виключають фізичні явища, які не враховуються даною математичною моделлю: відсутність кавітації і розриву робочої рідини. Окрім того слід вважати що значення температури і густини рідини є постійними і дорівнюють їх середнім значенням.

Як відомо, гідравлічні гасителі коливань перетворюють кінетичну енергію руху окремих частин візка та кузова вагона в потенційну енергію стиснення робочої рідини в порожнинах корпусу та теплову енергію внаслідок перетікання рідини крізь місцеві гідравлічні опори [10, 11]. При цьому основна частина перетвореної кінетичної енергії розсіюється.

Зміна робочого ходу гасителя коливань виконується примусово в процесі руху рейкового екіпажу, з яким з'єднані верхні і нижні вузли кріплення апарату.

Розглянемо узагальнену розрахункову схему гідравлічного гасителя коливань, приведену на рис.1.

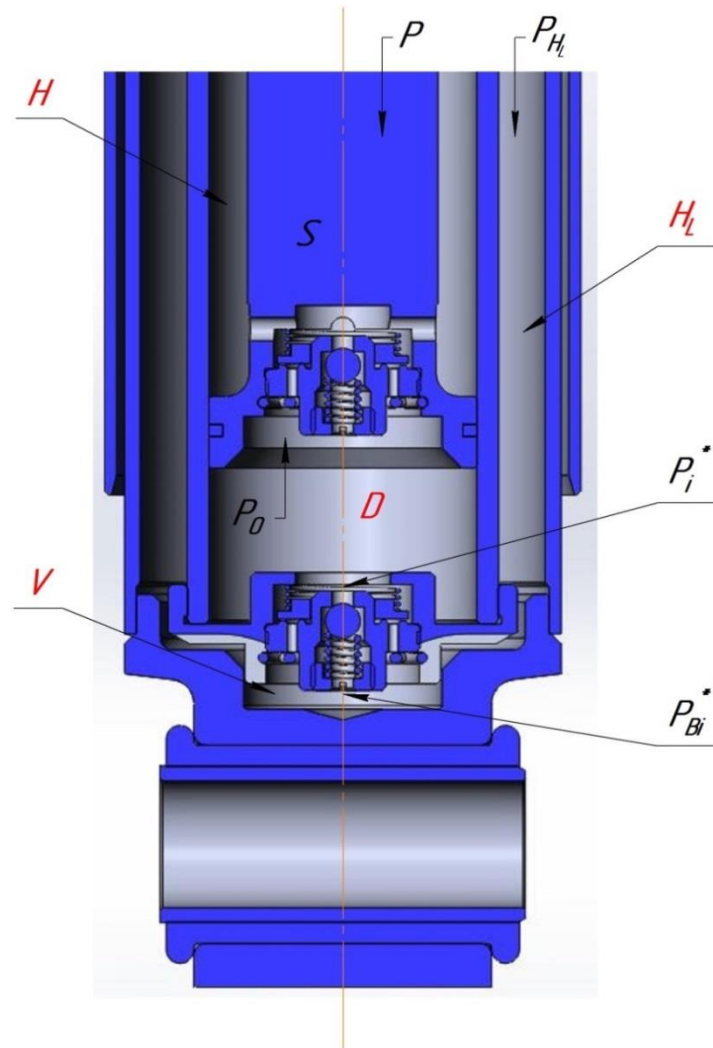


Рис. 1. Узагальнена розрахункова схема гідравлічного гасителя коливань пасажирського вагона

На схемі представлений корпус гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 з рухомим штоком, який витискає робоче тіло (рідину) з нижньої камери циліндра D до верхньої камери H і камер корпусу H_L . В кожній з камер, які з'єднані системою клапанів є отвори, за допомогою яких рідина перетікає з однієї камери до іншої при ході стиснення і розтягу. Сила P , яка діє на шток S , подолавши опір в'язкого тертя створює в камері D з рідиною тиск p_0 , що становить:

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= P_0 / F_0 \\ P_0 &= (P + H_L) / (1 + f_0 \operatorname{sign} S_0 \dot{S}_0) \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

де P_0 – сила, що діє на шток S площиною F_0 з нижньої сторони камери циліндра D ;

P – сила, яка стискає гаситель коливань, або сила опору його стисненню;

P_{H_L} – сила, яка діє на поршень зі сторони верхньої камери циліндра H_L ;

f_0 – коефіцієнт сили тертя при переміщенні S_0 штока S .

Сила P , яка діє на шток може бути розрахована за такою формулою:

$$P = Z_k S_k + \beta_k |S_k| \dot{S}_k, \quad (6)$$

де Z_k – жорсткість силового елемента k ;

β_k – коефіцієнт в'язкого опору його деформації;

S_k – сумарна деформація пружно-в'язких елементів конструкції, розташованих послідовно з гасителем коливань.

$$S_k = S - \sum_{i=1}^{n_k} k_i S_i \operatorname{sign} S, \quad (7)$$

де S – величина ходу стиснення гасителя коливань;

S_i – величина стиснення гасителя коливань, зумовлена перетіканням рідини з нижньої порожнини циліндра D до порожнини корпусу H_L .

Силі P_{ei}^* відповідає приведена до площі штока сила P_{ei} , що дорівнює:

$$P_{ei} = P_{ei}^* F_0 / F_i, \quad (8)$$

де F_i – площа камери під нижнім клапаном.

При перетіканні рідини через отвори виникає перепад тиску Δp , який визначає витрати Q^v (зміни об'єму) або витрати $Q^m = \rho Q^v$ (зміни маси) рідини за одиницю часу. Витрати по об'єму можуть бути розраховані за допомогою співвідношення:

$$Q^v = \mu f \sqrt{2|\Delta p| / \rho} \operatorname{sign} \Delta p, \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт витрат;

f – площа перетину отвору;

ρ – густина рідини.

Коефіцієнт витрат залежить від числа Рейнольдса і визначається за формулою:

$$\operatorname{Re}_e = (d / \nu) \sqrt{2|\Delta p| / \rho}, \quad (10)$$

де d – характерний розмір отвору;

ν – кінематичний коефіцієнт густини.

Канали перетікання рідини з однієї камери до іншої можуть складатися з послідовно розташованих гідравлічних опорів, які характеризуються величиною f_{ij} площини перетину дроселюючого отвору і коефіцієнтом μ_{ij} об'ємних витрат і віднесених до каналів в камеру V . Індекс j відповідає порядковому номеру гідравлічного опору в даному каналі.

Об'ємні витрати рідини Q_i^v з камери D в камеру V складатимуть:

$$Q_i^v = \left(\sum_j \mu_{ij} f_{ij} \right) \sqrt{2|p_0 - p_i| / \rho_i} \operatorname{sign}(p_0 - p_i), \quad (11)$$

де ρ_i – густина рідини в камері V .

$$\rho_i = \rho (1 + V_i(p_i, t)), \quad (12)$$

де ρ – густина рідини при $p = 0,1$ МПа і температурі $t = 0^\circ\text{C}$;

$V_i(p_i, t)$ – відносна зміна начального об'єму рідини внаслідок зміни тиску і початкової температури перед її стисненням;

p_i – перевищення тиску над атмосферним;

t – початкова температура рідини.

Відносна зміна об'єму рідини $\Delta V_p / V_p$ при можливих змінах початкових температур не перевищуватиме 0,1%. Тому вважатимемо, що $V_i(p_i, t)$ буде відбуватись внаслідок стиснення. Модуль об'ємної пружності рідини залежить від тиску і температури і може бути записаний у вигляді:

$$E_p = dp / dV, \quad (13)$$

При розрахунках гідравлічного гасителя коливань необхідно розглядати два значення модуля об'ємної пружності рідини: модуль пружності $E_{p.i.}$ при ізотермічному процесі, коли температура при стисненні зберігається постійною (повільне або статичне навантаження), і модуль пружності $E_{p.a.}$ при адіабатичному процесі, коли температура рідини при стисненні змінюється і теплообміном в досліджуваному інтервалі часу Δt можна знехтувати.

Модуль пружності при ізотермічному процесі для масла АМГ-10 як робочу рідину, можна представити у вигляді:

$$E_{p.i.} = (67 + 0,44t - 0,4p)^{-1} \cdot 10^5, \quad (14)$$

Для адіабатного процесу модуль $E_{p.a.}$ становитиме:

$$E_{p.a.} = 18,4 \cdot 10^2 (1 - 4,4 \cdot 10^{-3}t) (1 + 8,2 \cdot 10^{-3}p), \quad (15)$$

Відносна зміна начального об'єму рідини $V_i(p_i, t)$ матиме вираз:

$$V_i(p_i, t) = \int_0^p E_{p.i.}^{-1}(p, t) dp, \quad (16)$$

Для масла АМГ-10 вираз буде мати вигляд:

$$V_i = (67 + 0,44t - 0,2p) p \cdot 10^{-5}, \quad (17)$$

Враховуючи що значення V_i не є значним, при наближених розрахунках можна вважати:

$$\left. \begin{aligned} V_i &\approx (67 + 0,44t) p \cdot 10^{-5} = (p / E_{p.i.}) \\ E_{p.i.} &\approx (67 + 0,44t)^{-1} \cdot 10^5 \text{ МПа} \end{aligned} \right\}, \quad (18)$$

Аналогічно:

$$V_a = (82 E_{p.a.})^{-1} \cdot 10^{-4} \ln(1 + 8,2 \cdot 10^{-3}p), \quad (19)$$

Наближено матимемо:

$$\left. \begin{aligned} V_a &\approx p / E_{p.a.} \\ E_{p.a.} &\approx 18,4 \cdot 10^2 (1 - 4,4 \cdot 10^{-3}t) \text{ МПа} \end{aligned} \right\}, \quad (20)$$

Розрахунки свідчать що використання формул (18) і (20) приводять до похибки у визначенні V при $p = 100$ МПа, яка становить менше 5%.

Тоді, вираз (12) можна представити у вигляді:

$$\rho_i = \rho (1 + p_i / E_p), \quad (21)$$

Витрати рідини по масі з камери D визначимо таким чином:

$$Q_o^m = F_0 \rho_0 v_0 = \sum_{i=1}^N \rho_i Q_i^v = \sum_{i=1}^N F_i \rho_i v_i^*, \quad (22)$$

де v_i^* – швидкість переміщення поршня в i -й камері.

Після інтегрування виразу отримаємо:

$$F_0 \rho_0 S_0^* = \sum_{i=1}^N F_i \rho_i S_i^*, \quad (23)$$

де S_0^* – переміщення штока в камері D внаслідок витіснення рідини з камери.

Повне переміщення штока складатиме:

$$S_0 = S_0^* + \Delta S_0, \quad (24)$$

де ΔS_0 – додаткове переміщення штока внаслідок об’ємного стиснення рідини в камері D .

$$\Delta S_0 = (m_0 / \rho_0^0 F_0) - (m_0 / \rho_0 F_0), \quad (25)$$

$$m_0 = \rho_0^0 F_0 (\bar{l} - S_0^*), \quad (26)$$

де m_0 – маса рідини в камері D ;

ρ_0^0 – відстань між штоком і нижньою частиною гасителя коливань у вихідному положенні.

Враховуючи до уваги вираз (21) отримаємо після перетворень:

$$\Delta S_0 = (p_0 E_{p0}^{-1} - p_0^0 E_{p00}^{-1})(l - S_0^*) / (1 + p_0 E_{p0}^{-1}), \quad (27)$$

де E_{p0} і E_{p00} – значення модулів об’ємної пружності рідини в камері D при тисках p_0 і p_0^0 відповідно.

Підставимо цей вираз в формулу (25) і замінимо переміщення приведеними значеннями:

$$S_i = F_i S_i^* / F_0, \quad (28)$$

Тоді

$$S_0 = \sum_{i=1}^N \frac{(1 + p_0^0 E_{p00}^{-1})(1 + p_i E_{pi}^{-1})}{(1 + p_0 E_{p0}^{-1})^2} S_i + \frac{p_0 E_{p0}^{-1} - p_0^0 E_{p00}^{-1}}{1 + p_0 E_{p0}^{-1}} \bar{l}, \quad (29)$$

Коефіцієнт при S_i у формулі (29) наближено дорівнює одиниці. Так як стисання рідини суттєво виражене при значеннях $p_0 \gg p_0^0$, розкладемо її на більш прості формули:

$$S_0 = \sum_{i=1}^N S_i + p_0 \bar{l} E_p^{-1}, \quad (30)$$

$$\bar{E}_p = \bar{E}_{p0} + \bar{p}_0, \quad (31)$$

$$E_p = E_p(\bar{p}_0, t), \quad (32)$$

де \bar{p}_0 – середнє очікуване значення тиску;

E_p – модуль об’ємної пружності рідини, який відповідає тиску \bar{p}_0 при температурі t для ізотермічного або адіабатичного процесів в залежності від розглянутого навантаження - повільного або швидкого.

Для проведення розрахунків формули (30), (31) і (32) можна представити наступним чином:

$$S_0 = \sum_{i=1}^N S_i + S_{0i} / k_p, \quad (33)$$

$$k_p = \bar{E}_p F_0 / l, \quad (34)$$

При чисельному інтегруванні елемент гідравлічного гасителя коливань з коефіцієнтом жорсткості k_p розглядається як пружний елемент, розташований послідовно з елементом n з коефіцієнтом жорсткості k_x , при цьому в формулі (6) значення k_x буде замінено значенням

$$k_k^* = k_k k_p / (k_k + k_p), \text{ а замість суми в формулі (33) використовується сума } S_0 = \sum_{i=1}^N S_i.$$

Для розрахунку S_0 необхідно визначити значення S_i . Для цього використаємо формулу (11).

Після перетворень отримаємо диференційні рівняння виду:

$$\left. \begin{aligned} \dot{S}_i &= \sqrt{\beta_i^{-1} |S_0 - j_i|} \operatorname{sign}(S_0 - j_i), \quad j_i = P_{Bi} (1 + k_i \operatorname{sign} S_i \dot{S}_i) \\ \text{якщо } &((0 < S_i < \Delta_i) \cap (|S_0 - P_{Bi}| > k_i P_{Bi})) \cup \\ &\cup ((S_i = 0) \cap (S_0 > (1 + k_i) P_{Bi}(0))) \cup ((S_i = \Delta_i) \cap (S_0 < (1 - k_i) P_{Bi}(\Delta_i))), \\ \text{інакше } &\dot{S}_i = 0; \\ &i = 1, \dots, N. \end{aligned} \right\}, \quad (35)$$

де P_{Bi} – приведена величина сили відновлення;

Δ_i – обмеження переміщення штока;

k_i – коефіцієнт сил тертя в манжетах ущільнення.

$$\left. \begin{aligned} \beta_i &= 0,5 F_0^3 \rho_i \left(\sum_j \mu_{ij} f_{ij} \right)^{-2}; \\ \rho_i &= \rho (1 + \bar{\rho}_i E_p^{-1}). \end{aligned} \right\}, \quad (36)$$

де μ_{ij} – приведений коефіцієнт витрат, який залежить від загального перепаду тиску на окремо взятому елементі гідравлічного опору.

Елемент гідравлічного опору включає в себе набір послідовно діючих місцевих гідравлічних опорів (опори, які зумовлюють перепад тиску внаслідок зміни перетинів отворів по довжині каналу, наявність клапанів, заслінок і т. д.). Приведений коефіцієнт витрат або приведений коефіцієнт опору $\mu_{ij}^{-2} = \xi_{ij}$ елемента може бути визначений за допомогою виразу:

$$\xi_{ij} = \sum_{k=1}^{n_j} (f_{ij}^m / f_{ij}^k)^2 \xi_{ij}^k = l_{ij} \int_0^{l_{ij}} (f_{ij}^m / f_{ij}(x))^2 \xi_{ij}(x) dx, \quad (37)$$

де f_{ij}^m – найменша по довжині елемента площа перетину отвору;

$f_{ij}^k, f_{ij}(x)$ – площини отвору каналу в перетині з номером k або з координатою x по довжині даного елемента гідравлічного опору;

$\xi_{ij}^k, \xi_{ij}(x)$ – коефіцієнти гідравлічного опору цих перетинів.

Отвори, які створюють гідравлічні опори, підрозділяють на насадки і діафрагми (отвори в тонкій стінці) [5]. Для отворів типу «насадка» при $\frac{l_{om}}{d_2} > 1$ значення ξ наближено визначаються за допомогою формули для $10^2 < Re_p < 15 \cdot 10^4$ як:

$$\xi = [1,23 + 58 Re_p^{-1} l_{om} / d_2]^2 + \lambda l_{om} / d_2, \quad (38)$$

де λ – коефіцієнт, який враховує тертя рідини при проходженні крізь отвори.

Для отворів типу «діафрагма» при $\frac{l_{om}}{d_2} \ll 1$ рекомендується визначати коефіцієнт ξ за допомогою формул:

$$\xi = (1,4 + 1,5 Re_p^{-1})^2, \quad \text{якщо } 25 < Re_p < 300, \quad (39)$$

$$\xi = (0,592 + 0,27 Re_p^{-1/6})^{-2}, \quad \text{якщо } 300 < Re_p < 10^4, \quad (40)$$

$$\xi = (0,592 + 5,5 Re_p^{-1/2})^{-1}, \quad \text{якщо } 10^4 < Re_p, \quad (41)$$

При визначенні коефіцієнтів сил гідравлічного опору за допомогою формул (38) - (41) потрібно мати на увазі що значення які визначаються є лише наближеними оцінками, так як ці формули враховують випадки стаціонарних безкавітаційних течій [12, 13]. Якщо виникає кавітація (особливо при незначних протидіючих тисках), коефіцієнти ξ зростають, досягаючи значень $\xi = 2,6$ для насадок. Теоретично і експериментально доведено, що значення ξ для насадок у випадках, коли тиск на виході отворів менший, ніж $0,42$ від тиску на їх вході, а також у випадках, коли тиск прикладається раптово, може бути таким же як у випадку отвору в тонкій стінці, тобто розраховуватись за формулами (39) – (41) і досягати значень $2 \dots 2,8$. Окрім того, течія рідини через отвори елементів дроселювання гідравлічного гасителя коливань не є стаціонарною, так як мають місце порівняно швидкі зміни швидкості течії і перепаду тиску.

Конструкція гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 є такою, що коефіцієнт гідравлічного опору елемента β_i є функцією значень S_0, S_i, P_{Bi} , а також прискорення руху амортизуючого тіла.

Таким чином, оцінюючи попередньо значення параметрів, можна вирішити рівняння (35) і розрахувати S_0 за допомогою формули (33). Значення S_i розраховуються за допомогою формули (8) по заданим функціям $P_{Bi}(s_i)$, структура яких визначається конструкцією штока.

В камері корпусу гасителя коливань H_L (рис. 1), сила $P_{Bi}(s_i)$ виникає лише при стисненні рідини в цій камері. В цьому випадку матимемо:

$$P_{Bi} \approx E_p F_0 (S_i^* / S_0 - 1) \sigma_0 (S_i^* - S_0), \quad (42)$$

$$S_i^* = F_0 S_i / F_i, \quad (43)$$

де $\sigma_0 (S_i^* - S_0)$ – одинична функція Хевісайда.

Величина сили P_g , яка долає опір гідравлічного гасителя коливань руху може бути визначена за формулою:

$$P_g = -\beta \frac{[(h_0 + \Delta)\dot{\Delta} + (d_0 + \delta)\dot{\delta}]^2}{(h_0 + \Delta)^2} \text{sign}[(h_0 + \Delta)\dot{\Delta} + (d_0 + \delta)\dot{\delta}], \quad (44)$$

де $\Delta, \dot{\Delta}$ – відповідно відносні переміщення і швидкість відносних переміщень робочого тіла вздовж осі Z ;

$\delta, \dot{\delta}$ – відповідно відносні переміщення і швидкість відносних переміщень робочого тіла вздовж осі Y .

h_0, d_0 – відстані вдовж осей Z і Y відповідно між точками кріплення гасителя в початковий момент часу.

Проекції цієї сили на осі координат складатимуть:

$$\left. \begin{aligned} P_{gz} &= P_g \frac{h_0 + \Delta}{\sqrt{(h_0 + \Delta)^2 + (d_0 + \delta)^2}} \\ P_{gy} &= P_g \frac{d_0 + \delta}{\sqrt{(h_0 + \Delta)^2 + (d_0 + \delta)^2}} \end{aligned} \right\}, \quad (45)$$

З приведених вище формул виходить, що коефіцієнт β непружного опору гасителя деформаціям залежить від температури рідини гасителя коливань [14]. Якщо вважати, що процес тепловіддачі є квазістаціонарним, тобто нехтувати кількістю теплоти, що витрачається на нагрів корпусу гасителя коливань і його деталей, або навпаки – брати до уваги ці витрати, збільшуючи коефіцієнт тепловіддачі, то температура рідини в гасителі коливань може бути оцінена з урахуванням визначення потужності сил непружного опору пристрою:

$$W = P_g \dot{S} = \beta \dot{S}^3 = \alpha \Delta t, \quad (46)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

Δt – різниця температур t_p робочої рідини і $t_{зовн}$ зовнішнього середовища.

З рівняння (46) отримуємо формулу зміни температури робочої рідини гасителя коливань:

$$\Delta t = \frac{\beta}{\alpha} |\dot{S}|^3, \quad (47)$$

Для випадку стаціонарних гармонійних коливань з амплітудою A і циклічною частотою ω отримуємо:

$$\Delta t = \frac{4\beta\omega^3}{3\pi\alpha} A^3, \quad (48)$$

Визначення температури робочої рідини дозволяє встановити відповідне значення коефіцієнта гідравлічного опору гасителя коливань.

Висновки. Запропонована узагальнена математична модель гідравлічного гасителя коливань на базі конструкції гасителя типу НЦ-1100 дозволяє враховувати конструктивні особливості та умови його роботи і може бути використана для моделювання та розрахунку гідромеханічних процесів з застосуванням програмно-апаратних комплексів. Дана модель може використовуватись для аналізу працездатності конструкції гідравлічного апарату залежно від фізичних властивостей робочого тіла в складі моделі просторових коливань рейкового екіпажу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Скворчевский Е. А., Усатый А. П. Гасители колебаний давления в гидравлических системах // Вестник машиностроения. 1980. № 4. С. 14-15.
2. Ушкалов В. Ф., Резников Л. М., Иккол В. С. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств. Киев: Наук. думка, 1989. 240 с.
3. Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску // Східно - Європейський журнал передових технологій. 2004. №5(11). С. 88-93.
4. Іщенко В.М., Шатаєв В.М., Щербина Ю.В. Підходи з конструктивного удосконалення гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 візків пасажирських вагонів. // Вагонний парк. 2017. №11-12 (128-129). С.38-42.
5. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. Москва: Машиностроение, 1982. 240 с.
6. Кузнецов В. В., Ананьев К. А. Гидромеханика и основы гидравлики. (Теоретический курс с примерами практических расчетов): учеб. пособие. Кемерово, 2013. 264 с.
7. Головин А. Н. Гасители гидравлических систем. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2019. №5. С.136-143.
8. Молочников В. М., Мазо А. Б., Малюков А. В., Калинин Е. И., Михеев Н. И., Душина О. А., Паерелий А. А. Особенности формирования вихревых структур в отрывном течении за выступом в канале при переходе к турбулентности // Теплофизика и аэромеханика. 2014. No 3. С. 325-334.
9. Жданов А. В. Математическая модель позиционного гидропривода. // Вестник СибАДИ, 2016. выпуск 3 (49), С.87-93.
10. Yu Rao, Feng Bo Li, Bernhard Weigand. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels With Dimples of Different Shapes. J. Heat Transfer. 2015. Vol. 137, pp. 1-10.
11. Popov I. A., Shchelchikov A. V., Zubkov N. N., Lei R. A., Gortyshov Y. F. Boiling heat transfer of different liquids on microstructured surfaces. Russian Aeronautics. 2014. Vol. 57. No. 4, pp. 395-401.
12. Ramashanakar Paswan, J. Das, N. Kumar, Ajit Kumar, Santosh Kr.Mishra, Sujit Kumar. Hydraulic circuit in damper :an overview. Applied Mechanics and Materials. 2014 Vol. 592-594(2014), pp. 2056-2060.
13. Piotr Czop, Damian Gąsiorek, Jacek Gniłka, Damian Ślawik, Grzegorz Wszolek. Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic dampers. Modelowanie inzynierskie. 2012. nr 45. t.14, pp. 197-205.
14. Y. Guo, C. P. Liu, B. W. Luo. Thermal-hydraulic modelling and analysis of hydraulic damper for impact cylinder with large flow. Journal of vibroengineering. 2013. Vol. 15. Issue 3, pp. 1208-1220.
15. Hongxing Gao, Maoru Chi, Liangcheng Dai, Jungang Yang, and Xiaozhi Zhou. Mathematical Modelling and Computational Simulation of the Hydraulic Damper during the Orifice-Working Stage for Railway Vehicles. Mathematical Problems in Engineering. 2020. Vol. 2020. Article ID 1830150, pp. 1-23.
16. W. Teng, H. Shi, R. Luo, J. Zeng, and C. Huang. Improved nonlinear model of a yaw damper for simulating the dynamics of a high-speed train. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2018. Vol. 233, no. 7, pp. 651–665.

17. X. Z. Zhou, M. R. Chi, H. X. Gao et al. Research on calculation method of hydraulic damper dynamic characteristics. *Electric Drive for Locomotives*, 2018. Vol. 4, pp. 88–91.

REFERENCES

1. Skvorchevskiy, Ye.A., & Usatyy A.P. (1980). Gasiteli kolebaniy davleniya v gidravlicheskiykh sistemakh [Dampers of pressure fluctuations in hydraulic systems]. *Vestnik mashinostroyeniya – Mechanical Engineering Bulletin*, 4, 14-15 [in Russian].
2. Ushkalov, V.F., Reznikov, L.M., & Ikkol, V.S. (1989). *Matematicheskoye modelirovaniye kolebaniy rel'sovykh transportnykh sredstv [Mathematical modeling of oscillations of rail vehicles]*. Kyiv: Nauk. dumka [in Ukrainian].
3. Andrenko, P.M., & Dmytriyenko, O.V. (2004). Matematychni modeli i rozrakhunkovi doslidzhennya hidravlichnykh hasyteliv i pidsilyuvachiv pul'satsiy tysku [Mathematical models and computational studies of hydraulic dampers and pressure pulsation amplifiers]. *Skhidno – Yevropeys'kyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy – Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(11), 88-93 [in Ukrainian].
4. Ishchenko, V.M., Shataev, V.M., & Shcherbyna, Y.V. (2017). Pidkhodi z konstruktyvnoho udoskonalennya hidravlichnoho amortyzatora typu NTS-1100 vizkiv pasazhyr'skykh vahoniv [Approaches to constructive improvement of hydraulic shock absorber type HLI-1100 carriages of passenger cars]. *Wagon park №11-12 (128-129)*, 38-42. [In Ukrainian].
5. Popov, D.N. (1982). *Nestatsionarnyye gidromekhanicheskiye protsessy [Non-stationary hydromechanical processes]*. Moscow: Mashinostroyeniye [in Russian].
6. Kuznetsov V.V., Anan'yev K.A. (2013) *Gidromekhanika i osnovy gidravliki. (Teoreticheskyy kurs s primerami prakticheskikh raschetov): ucheb. posobiye. [Hydromechanics and the basics of hydraulics. (Theoretical course with examples of practical calculations): textbook]*. Kemerovo [in Russian].
7. Golovin, A.N. (2019). Gasiteli gidravlicheskiykh system [Dampers for hydraulic systems]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk №5*, 136-143. [in Russian].
8. Molochnikov, V.M., Mazo, A.B., Malyukov, A.V., Kalinin, Ye.I., Mikheyev, N.I., Dushina, O.A., & Payereliy, A.A. (2014). Osobennosti formirovaniya vikhrevykh struktur v otryvnom techenii za vystupom v kanale pri perekhode k turbulentnosti [Features of the formation of vortex structures in a separated flow behind a rib in a channel during the transition to turbulence]. *Teplofizika i aeromekhanika, No 3*, 325-334. [in Russian].
9. Zhdanov A.V. (2016). Matematicheskaya model' pozitsionnogo gidroprivoda [Mathematical model of a positional hydraulic drive]. *Vestnik SibADI, vypusk 3 (49)*, 87-93. [in Russian].
10. Yu Rao, Feng Bo Li, & Bernhard Weigand. (2015). Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels With Dimples of Different Shapes. *J. Heat Transfer Vol. 137*. 1-10. [in English].
11. Popov, I.A., Shchelchikov, A.V., Zubkov, N.N., Lei, R.A., & Gortyshov, Y.F. (2014). Boiling heat transfer of different liquids on microstructured surfaces. *Russian Aeronautics. Vol. 57. No. 4*. 395–401. [in English].
12. Ramashanakar, Paswan, J., Das, N., Kumar, Ajit, Kumar, Santosh, Kr.Mishra, & Sujit, Kumar. (2014). Hydraulic circuit in damper :an overview. *Applied Mechanics and Materials Vol. 592-594(2014)*. 2056-2060. [in English].
13. Piotr, Czop, Damian, Gąsiorek, Jacek, Gniłka, Damian, Sławik, & Grzegorz, Wszolek. (2012). Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic dampers. *Modelowanie inżynierskie nr 45. t.14*. 197-205. [in English].
14. Y., Guo, C.P., Liu, & B.W., Luo. (2013). Thermal-hydraulic modelling and analysis of hydraulic damper for impact cylinder with large flow. *Journal of vibroengineering. Vol. 15. Issue 3*. 1208-1220. [in English].
15. Hongxing, Gao, Maoru, Chi, Liangcheng, Dai, Jungang, Yang, & Xiaozhi, Zhou. (2020). Mathematical Modelling and Computational Simulation of the Hydraulic Damper during the Orifice-Working Stage for Railway Vehicles. *Mathematical Problems in Engineering. Vol. 2020. Article ID 1830150*. 1-23. [in English].
16. W., Teng, H., Shi, R., Luo, J., Zeng, & C., Huang. (2018). Improved nonlinear model of a yaw damper for simulating the dynamics of a high-speed train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. Vol. 233, no. 7*. 651–665. [in English].
17. X. Z., Zhou, M.R., Chi, & H.X., Gao et al. (2018). Research on calculation method of hydraulic damper dynamic characteristics. *Electric Drive for Locomotives. Vol. 4*. 88–91. [in English].

*Iurii Shcherbyna*¹

¹ Assistant professor, Department of Wagons and Wagon Institution, State University of Infrastructure and Technologies, 9, Kyrylivska str., Kyiv, 04071, Ukraine

PRINCIPLES OF CONSTRUCTION OF THE GENERALIZED MATHEMATICAL MODEL OF THE HYDRAULIC EXTINGUISHER OF OSCILLATIONS OF THE PASSENGER CAR

The study of the processes associated with the use of working fluids in the elements of hydraulic drives was preceded by studies of the unsteady periodic movement of the working fluid in the pipelines

of hydraulic systems. Such processes take place in hydraulic drives and their elements, and are associated with the compressibility of the working fluid. The stability of the operation of hydraulic valves, which are supplied to hydraulic systems in order to maintain, within the required limits, pressures or flow rates, is also largely predetermined by non-stationary hydro mechanical processes occurring in the pipelines of these systems, channels and chambers of hydraulic devices. The peculiarities of the working processes of passive vibration dampers of passenger cars include the interaction of the working fluid with moving parts and its flow through the channels and through the calibrated holes with local artificial resistance. For in-depth analysis of changes in operating parameters, it is necessary to use a mathematical model that should reflect the processes that occur during the operation of the hydraulic device. In the presented article the generalized mathematical model of the hydraulic damper of fluctuations of the passenger car of the HЦ-1100 type is developed. This model takes into account the special operating conditions of the hydraulic shock absorber, which allows you to study the impact of operating parameters on the performance of the device.

Keywords: *hydraulic vibration damper, mathematical model, hydro mechanical processes, parameters of the working fluid.*