

**П.М. Андренко, д-р техн. наук,
О.В. Дмитрієнко, канд. техн. наук,
Ю.Ю. Богус,**

Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, Харків, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАСИВНИХ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

DEFINITION OF RATIONAL DESIGN PARAMETERS OF PASSIVE DAMPERS OF PRESSURE PULSATION

Визначено безрозмірні раціональні конструктивні параметри пасивних гасителів пульсацій тиску камерного і інтерференційного типів. Запропоновано їх узагальнену математичну модель робочого процесу у відносних конструктивних параметрах. Наведено аналітичні залежності для розрахунку втрати тиску в таких гасителях та визначення коефіцієнтів втрат. Встановлено вплив безрозмірних конструктивних параметрів гасителів на їх коефіцієнт гасіння. Розраховано для гасителів даних типів узагальнені критерії гасіння пульсацій тиску, які крім ступеня гасіння амплітуди вхідних пульсацій тиску робочої рідини враховують гідравлічні втрати тиску в ньому та масогабаритні критерії. Запропоновано використовувати дані критерії при проведенні багатокритеріальної оптимізації параметрів гасителів та встановлення показників їх технічного рівня.

Ключові слова: математична модель, гаситель пульсацій, коефіцієнт гасіння, втрати тиску, безрозмірні параметри, критерії ефективності.

Вступ і постановка проблеми

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією режимів роботи гідравлічних систем, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. До робочих і експлуатаційних характеристик гідросистем сучасних машин висуваються досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня, зменшення шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Одним з шляхів зменшення шуму і вібрації є застосування гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску (ГПТ), стосовно яких першочерговими постають проблеми визначення раціональних конструктивних параметрів які забезпечують ефективне гасіння пульсацій тиску при незначних втратах тиску в ньому та малих масогабаритних показниках. В такій постановці дана задача не розглядалась.

Методикам розрахунку та проектування ГПТ присвячені роботи [1–5]. У статті [1] наведено конструктивні схеми та конструкції ГПТ, приклади їх використання в гідросистемах машин. Визначені діапазони частот у яких відбувається ефективне гасіння пульсацій тиску. Однак встановлені діапазони гасіння частот правомірні для ГПТ з визначеними конструктивними параметрами, не встановлено впливу відносних конструктивних розмірів ГПТ на його коефіцієнт гасіння. Експериментальним дослідженням ГПТ присвячені статі [2, 3]. В них проаналізовано вплив деяких їх конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння. Наведені в них дані можуть бути використані для встановлення адекватності математичних моде-

лей їх робочого процесу, але не дозволяють визначити раціональні конструктивні параметри.

В статтях [4, 5] наведено математичні моделі робочого процесу ГПТ у складі гідросистеми в основі яких лежить декомпозиція гідросистеми на узагальнені структурні елементи — гідравлічні вузли і розрахунок несталих гідродинамічних (періодичних) процесів за допомогою методу Фур'є. За наведеними математичними моделями в них зроблено аналіз впливу конструктивних параметрів ГПТ та частоти вхідних пульсацій тиску на коефіцієнт гасіння. Встановлено діапазон частот, у межах яких коефіцієнт гасіння має максимальне значення. Однак у даних роботах не дано рекомендацій щодо вибору раціональних конструктивних параметрів ГПТ, не встановлено втрати тиску в них.

У роботі [6] зроблено класифікацію ГПТ, наведено велику кількість їх конструктивних та схемних рішень, описані фізичні моделі їх робочих процесів. Однак наведена методика проектування ГПТ базується на емпіричних залежностях, одержання яких пов'язане з проведенням коштовних експериментів. Методика для визначення раціональних конструктивних параметрів ГПТ, яка базується на наведених їх математичних моделях працездатності, а її використання потребує великої кількості розрахунків. Крім цього, наведені математичні моделі робочого процесу ГПТ не повністю враховують характеристики робочої рідини, робочі параметри гідросистеми і втрати тиску в ній.

Визначенню раціональних конструктивних параметрів ГПТ шляхом багатокритеріальної оптимізації параметрів на базі удосконалених математичних мо-

делей їх робочих процесів присвячені статті [7, 8]. Характеристики робочої рідини в наведених математичних моделях враховували її температуру, газовіст, тиск у гідросистемі.

Це дозволило підвищити адекватність математичних моделей реальному об'єкту. Оптимізація конструктивних параметрів в ній проводилась за критеріями коефіцієнта гасіння пульсацій тиску та величини оберненої масі ГПТ які максимізували. Втрати тиску в ГПТ розглядалися як функціональні обмеження. За результатами оптимізації встановлені раціональні конструктивні параметри ГПТ. Однак отримані результати не прив'язані до основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів і пристроїв — діаметра умовного проходу, а критерії, за якими проводилися оптимізація, не повною мірою дозволяють проводити порівняння ГПТ різних типів.

Частково усунути цей недолік запропоновано у роботі [9], де для порівняння ефективності ГПТ різних типів введено узагальнений критерій гасіння пульсацій тиску, який крім ступеня гасіння амплітуди входних пульсацій тиску робочої рідини враховує гідравлічні втрати тиску в ньому, та масогабаритний критерій. Проте, відсутнє приведення конструктивних параметрів ГПТ до діаметра умовного проходу та порівняння гасителів різних типів за запропонованими критеріями. Отже визначення безрозмірних по відношенню до діаметра умовного проходу раціональних конструктивних параметрів ГПТ та їх порівняння є актуальним науково-технічним завданням.

Узагальнена математична модель ГПТ

Проведений у роботі [10] аналіз конструктивних схем ГПТ дозволив встановити, що найперспективнішим їх рішеннями є однокамерний гаситель зі звуженим патрубком на виході (рисунок 1, а) та інтерференційний з обводним каналом (рисунок 1, б).

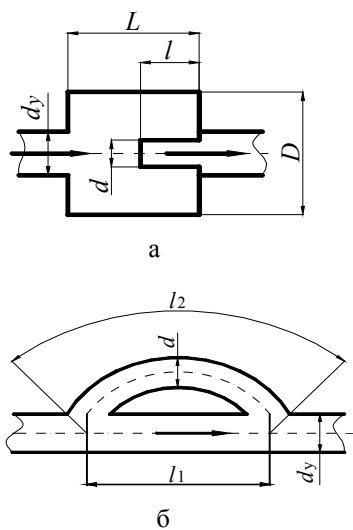


Рисунок 1 — Схеми ГПТ: а — однокамерний зі звуженим патрубком на виході; б — інтерференційний з обводним каналом

Гасіння пульсацій робочої рідини в ГПТ камерного типу (рисунок 1, а) відбувається через перекачування коливальної енергії із джерела до гасителя і назад, а в ГПТ інтерференційного типу (рисунок 1, б) — за рахунок інтерференції пульсаційних складових хвиль тиску (витрати).

Математичний опис робочих процесів, що відбуваються в ГПТ, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому для об'ємних гідросистем характерними є процеси, у яких рух робочої рідини є несталим [11]. Оскільки ГПТ на рисунку 1 побудовано з однотипних структурних елементів: корпусів, каналів (трубопроводів), камер, їх узагальнену математичну модель у зосереджених параметрах та безрозмірних конструктивних розмірах (по відношенню до діаметра умовного проходу) на дано у вигляді:

1) канали (трубопроводи):

- зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{L}_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{\bar{R}_1(t)}{\bar{L}_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{C}_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{\bar{C}_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\} (1)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ — відповідно витрати на вході та виході трубопроводу; $q_{21}(t)$ — витрата, обумовлена стискуванням робочої рідини у трубопроводі; t — час; $p_i(t)$ — зміна тиску в i -му трубопроводі;

- зосередження за Т-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{L}_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{\bar{R}_3(t)}{\bar{L}_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{C}_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{\bar{C}_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{L}_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{\bar{R}_3(t)}{\bar{L}_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\} (2)$$

де $q_{31}(t)$ — витрата, обумовлена стискуванням робочої рідини у трубопроводі; $q_{32}(t)$ — витрата на виході трубопроводу;

2) зміна тиску в проточній камері

$$\frac{d p_5(t)}{d t} = [q_4(t) - q_5(t)] \frac{E_{\text{нрС}}(t)}{\bar{W}_{11}}, \quad (3)$$

де \bar{W}_{11} — відносний об'єм камери, $\bar{W}_{11} = \bar{A}_k \bar{l}_k$, \bar{A}_k і \bar{l}_k — відповідно відносні до діаметра умовного проходу площа поперечного перетину і довжина камери.

Для замикання рівнянь (1)–(3) їх доповнюють рівняннями нерозривності. Для запобігання кавітації в ГПТ вводять обмеження величини тиску в його про-

точних камерах $p_i > p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ — тиск пароутворення.

У рівняннях (1) і (2) величини $\bar{L}_1(t) = \rho_C(t) \bar{l}_1 / \bar{A}_1$ і $\bar{L}_3(t) = \rho_C(t) \bar{l}_3 / 2 \bar{A}_3$ — виконують функцію відносного індуктивного опору трубопроводу; величини $\bar{R}_1(t) = 8 v_{tC}(t) \rho_C(t) \bar{l}_1 / \bar{A}_1 \bar{r}_1^2$ і $\bar{R}_3(t) = 8 v_{tC}(t) \rho_C(t) \bar{l}_3 / 2 \bar{A}_3 \bar{r}_3^2$ — функцію відносно активного опору трубопроводу; величини $\bar{C}_i(t) = \bar{A}_i \bar{l}_i / E_{\text{пр}C}(t)$ — функцію відносної ємності i -го трубопроводу (каналу). Крім того, позначено: $\rho_C(t)$, $v_{tC}(t)$ і $E_{\text{пр}C}(t)$ — відповідно густина, кінематична в'язкість і модуль об'ємної пружності робочої рідини, які змінюються; \bar{l}_i і \bar{r}_i — відповідно відносні довжина і радіус перерізу i -го трубопроводу (каналу), $\bar{l}_i = l_i / d_y$, $\bar{r}_i = r_i / d_y$; $\bar{A}_i = \pi \bar{r}_i^2$ — відносна площа i -го трубопроводу (каналу).

Критерії ефективності ГПТ

Для оцінки ефективності ГПТ використовували наступні критерії [9]:

1) узагальнений критерій гасіння пульсацій тиску, який крім ступеня гасіння амплітуди вхідних пульсацій тиску робочої рідини, враховує гідравлічні втрати тиску в ньому

$$K_o = k_r (1 - \Delta p_{\text{сер}} / p_{\text{вх сер}}), \quad (4)$$

де $k_r = a_{p \text{ вх}} / a_{p \text{ вих}}$; $a_{p \text{ вх}}$, $a_{p \text{ вих}}$ — відповідно амплітуда пульсацій тиску на вході і виході ГПТ; $\Delta p_{\text{сер}}$ і $p_{\text{вх сер}}$ — відповідно середнє за період коливання робочої рідини втрати тиску в ГПТ і тиск на його вході;

2) масогабаритний критерій

$$K_{mV} = (m_{\text{тр}} V_{\text{тр}}) / (m_r V_r), \quad (5)$$

де $m_{\text{тр}}$ і m_r — відповідно маса трубопроводу однієї довжини з діаметром умовного проходу ГПТ і його маса; $V_{\text{тр}}$ і V_r — відповідно об'єм трубопроводу однієї довжини з діаметром умовного проходу ГПТ і його об'єм.

При розрахунку втрат тиску в ГПТ приймали, що вони виконані з металевих труб круглого перетину та однакової товщини. Втрати тиску в трубопроводі у статичному режимі при нехтуванні початковою ділянкою розраховували за відомою залежністю

$$\Delta p_T = p_1 - p_2 = \zeta_H v_0^2 \rho_{C0} / 2, \quad (6)$$

де p_1 і p_2 — відповідно тиск на вході і виході трубопроводу; v_0 і ρ_{C0} — відповідно швидкість робочої рідини в трубопроводі і її густина в сталому режимі; ζ_H — нестационарний коефіцієнт опору трубопроводу [13]

$$\zeta_H = \zeta_{\text{ккк}} + 2 l_1 \sqrt{\omega / v_{tC0}} / \text{Re}_0, \quad (7)$$

де Re_0 — число Рейнольдса, що розраховується за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання; ω — частота коливань (пульсацій тиску робочої рідини); v_{tC0} — кінематична в'язкість робочої рідини у статичному режимі; $\zeta_{\text{ккк}}$ — квазістационарний коефіцієнт опору трубопроводу,

$$\zeta_{\text{ккк}} = \lambda l_1 / d_1, \quad (8)$$

де λ — квазістационарний коефіцієнт гідравлічного опору тертя, який залежить від числа Рейнольдса та визначається за залежностями з роботи [12].

Зауважимо, що площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирають згідно з рекомендаціями, наведеними у науково-технічній літературі. Коефіцієнт місцевого опору $\zeta_{\text{пз}}$, обумовлений поступовим звуженням потоку [12]

$$\zeta_{\text{пз}} = 0,5 k_{\text{пз}} (1 - d_2^2 / d_1^2), \quad (9)$$

де d_1 і d_2 — відповідно діаметри вхідного і вихідного трубопроводів; $k_{\text{пз}}$ — коефіцієнт пом'якшення, враховуючий поступове звуження потоку робочої рідини з кутом конусності сопла α_C , який за даними з роботи [12] для $20^\circ \leq \alpha_C \leq 60^\circ$, $k_{\text{пз}} \approx 0,2$, а в разі раптового звуження потоку дорівнює одиниці.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta_{\text{рр}}$, обумовлений раптовим розширенням потоку [14]

$$\zeta_{\text{рр}} = (1 - d_1^2 / d_2^2)^2. \quad (10)$$

Коефіцієнти місцевого опору обумовлені розгалуженням та з'єднанням потоку під гострим кутом, за даними роботи [14], відповідно становлять $\zeta_{\text{р}} = 1,0$ та $\zeta_3 = 0,5$.

Втрати тиску в камері

$$\Delta p_w = p_1 - p_2 = 0,5 \rho_{C0} [\zeta_{\text{рр}} v_1^2 + \zeta_{\text{рз}} v_2^2], \quad (11)$$

де v_1 і v_2 — відповідно швидкості робочої рідини у вхідному і вихідному каналах.

Розрахунок сумарного коефіцієнта опору в ГПТ при послідовному з'єднанні елементів проводили за залежністю

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \dots + \zeta_i, \quad (12)$$

а при паралельному

$$1/\zeta_{\Sigma} = 1/\zeta_1 + 1/\zeta_2 + 1/\zeta_3 + \dots + 1/\zeta_i \quad (13)$$

Розрахункові дослідження

Їх проводили, розглядаючи ГПТ у складі гідросистеми. Вважали, що тиск зливу в ній дорівнює атмосферному. Параметри робочої рідини (масла ІП-30): густина $\rho_{C0} = 885 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість

$\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; температура 50°C . За базові параметри приймали: для однокамерного ГПТ зі звуженим патрубком на виході (рисунок 1, а) — $d_y = 20 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$, $L = 555 \text{ мм}$; інтерференційного з обвідним каналом (рисунок 1, б) — $d_y = 20 \text{ мм}$, $l_1 = 80 \text{ мм}$, $l_2 = 283 \text{ мм}$, $d_1 = d_2 = 10 \text{ мм}$.

За математичними моделями робочого процесу ГПТ, в пакеті прикладних програм, визначали коефіцієнт гасіння залежно від частоти пульсацій тиску на виході з насоса, відносних конструктивних параметрів ГПТ, робочих параметрів гідросистеми, газовмісту робочої рідини, деякі з яких наведено на рисунках 2, 3.

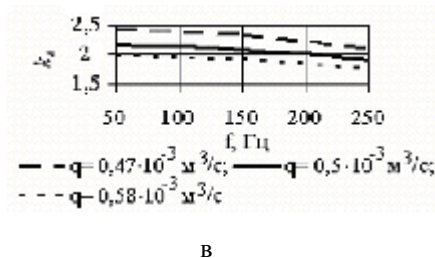
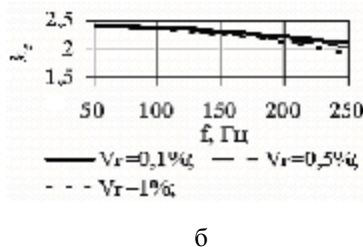
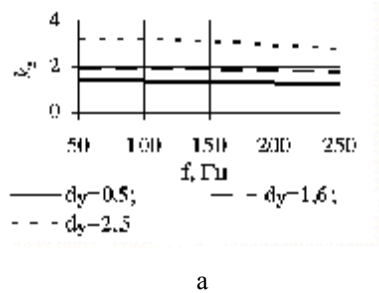


Рисунок 2 — Залежність коефіцієнта гасіння k_g однокамерного ГПТ з патрубком на виході від частоти f та: а — відносного діаметра умовного проходу, \bar{d}_y ; б — газовмісту робочої рідини, V_r ; в — витрати на виході з насоса q

Дослідження гідросистеми з камерним ГПТ з патрубком на виході свідчать, що його коефіцієнт гасіння в діапазоні частот більших за 50 Гц , є практично незмінним. При цьому значний вплив на його коефіцієнт гасіння має діаметр умовного проходу та витрата на виході із об'ємного насоса. Застосування такого ГПТ у гідросистемі з діаметром умовного проходу $d_y \leq 10 \text{ мм}$ неефективно.

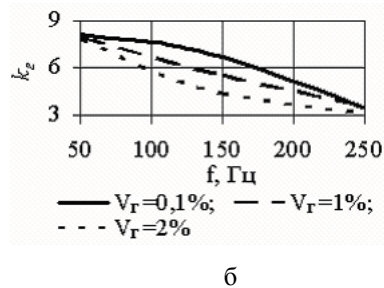
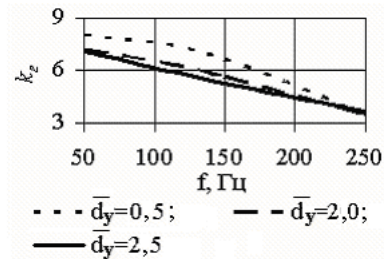


Рисунок 3 — Залежність коефіцієнта гасіння k_g інтерференційного ГПТ з обвідним каналом від частоти f та: а — відносного діаметра умовного проходу, \bar{d}_y ; б — газовмісту робочої рідини, V_r

У інтерференційного ГПТ з обвідним каналом у діапазоні частот від 50 до 250 Гц значний вплив на коефіцієнт гасіння має відносний діаметр умовного проходу, а в діапазоні частот від 80 до 200 Гц газовміст робочої рідини, рисунок 3. Ефективний частотний діапазон застосування інтерференційного ГПТ суттєвим чином залежить від його конструктивних параметрів та робочих параметрів гідросистеми. За результатами розрахунків встановлено, що при використанні інтерференційного ГПТ низькочастотні пульсації тиску в гідросистемі, спричинені спрацюванням виконавчих механізмів та апаратури, практично не пропускаються до насоса.

Встановлено, що робочі параметри робочої рідини: газовміст; температура; в'язкість, мають суттєвий вплив на характеристики ГПТ. При газовмісті робочої рідини від $0,5 \%$ та вище найефективніше гасіння пульсацій тиску відбувається при застосуванні однокамерного ГПТ. А при газовмісті робочої рідини до 1% — інтерференційного.

Приймали, що середнє значення тиску на виході з об'ємного насоса становить 16 МПа , частота пуль-

сацій тиску 150 Гц, а середня витрата в гідросистемі залежно від діаметра умовного проходу ГПТ, визначається з таблиці 1. За результатами проведених розрахунків встановлено, що коефіцієнт гасіння пульсацій тиску гідросистеми з ГПТ, для заданих її параметрів і конструктивних параметрів ГПТ, відповідно становить: для гідросистеми з однокамерним ГПТ — 2,3 та для гідросистеми з інтерференційним ГПТ — 5,3. За формулою (4) розраховували узагальнений критерій гасіння пульсацій тиску, а за формулою (5) — масогабаритний. Результати розрахунків наведено у таблиці 2, 3.

Проведені розрахунки узагальненого критерію гасіння пульсацій тиску дозволили встановити, що, для даного типу ГПТ, він залежить тільки від відносних його конструктивних параметрів і його доцільно використовувати як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів.

Масогабаритний критерій суттєво залежить від діаметра умовного проходу і його використання доцільно як при проведенні оптимізації конструктивних параметрів ГПТ так і для порівняння показників тех-

нічного рівня ГПТ різних типів з однаковим діаметром умовного проходу.

Висновки

Запропоновано узагальнену математичну модель ГПТ в безрозмірних параметрах. Розрахунковим шляхом встановлено, що значний вплив на коефіцієнт гасіння гідросистеми з однокамерним ГПТ з патрубком на виході має діаметр умовного проходу та витрата на виході із об'ємного насоса. Застосування такого ГП в гідросистемі з діаметром умовного проходу $d_y \leq 10$ мм неефективно. Для гідросистеми з інтерференційним ГПТ з обвідним каналом значний вплив на коефіцієнт гасіння має відносний діаметр умовного проходу та газоміст робочої рідини.

Узагальнений критерій гасіння пульсацій тиску ГПТ запропоновано використовувати як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації його конструктивних параметрів, а масогабаритний критерій для оптимізації параметрів та порівняння показників технічного рівня ГПТ.

Таблиця 1 — Витрата в гідросистемі залежно від діаметра умовного проходу ГПТ

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
$q_{ср}$, л/хв	12,5	32,0	100,0	160,0	250,0

*В дужках наведено відносні діаметри умовного проходу ППТ

Таблиця 2 — Значення узагальненого критерія гасіння пульсацій тиску та масогабаритного критерія залежно від діаметра умовного проходу однокамерного ГПТ зі звуженим патрубком на виході

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
K_0	2,05	2,08	1,97	1,95	2,17
K_{mV}	0,038	0,017	0,0068	0,0055	0,0031

*В дужках наведено відносні діаметри умовного проходу ППТ

Таблиця 3 — Значення узагальненого критерія гасіння пульсацій тиску та масогабаритного критерія залежно від діаметра умовного проходу інтерференційного ГПТ з обвідним каналом

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
K_0	5,27	5,28	5,26	5,27	5,29
K_{mV}	0,81	0,31	0,12	0,07	0,03

*В дужках наведено відносні діаметри умовного проходу ППТ.

Литература

1. Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych / *Hydraulika i Pneumatyka, zeszyt 4/97.* — S. 17—18.
2. Андренко, П.Н. Экспериментальное исследование преобразователей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, С.В. Белоусов // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета.* — Харьков: ХГПУ, 2000. — Вып. 79. — С. 32—33.
3. Андренко, П.Н. Экспериментальное исследование многокамерных преобразователей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, Ю.Н. Стеценко, К.А. Миронов // *Інтегровані технології та енергозбереження.* — Харків: НТУ "ХПІ", 2000. — № 4. С. 72-77.
4. Андренко, П.Н. Расчет пульсаций давления на выходе однокамерного преобразователя пульсаций / П.Н. Андренко, В.В. Клитной, О.В. Дмитриенко // *Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение.* — К., 1999. — Т. 1, вып. 36. — С. 87—93.
5. Андренко, П.М. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсаций тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитриенко // *Східно — Європейський журнал передових технологій.* — Харків, 2004. — № 5(11). — С. 88-93.
6. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / Шорин В.П. — М.: Машиностроение, 1980. — 156 с.
7. Андренко, П.Н. Оптимизация математических моделей гидравлических пассивных гасителей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко // *Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение.* — К., 2002. — Т. 2, вып. 42. — С. 50—53.
8. Андренко, П.М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсаций тиску у складі гідроагрегата / П.М. Андренко, О.В. Дмитриенко, М.С. Свиначенко // *Вестник НТУ "ХПІ".* - 2010. — № 54. С. 4—9.
9. Андренко, П.Н. Универсальная методика проектирования пассивных гасителей пульсаций давления / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, М.С. Свиначенко // XVIII Міжнародна наук.-техн. конфер. "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". Київ 21-24 трав. 2013 р. : матеріали конфер. — К.: Підприємство УВОІ "Допомога" УСІ", 2013. — С. 69-70.
10. Андренко, П.М. Гасителі пульсаций тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія. / П.М. Андренко, О.В. Дмитриенко, М.С. Свиначенко. Харків: Видавництво "НТМТ", 2012. — 160 с.
11. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов. — 2-е изд. / Д.Н. Попов. — М. : Машиностроение, 1987. — 464 с.
12. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособ. / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. — М.: Стройиздат, 1975. — 323 с.
13. Andrenko, P. Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation/ P. Andrenko /

Hydraulika i Pneumatyka-2005: international scientific-technical conference, 17—19 maja 2005. — Wrocław, 2005. — P. 713—720.

References

1. Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych / *Hydraulika i Pneumatyka, zeszyt 4/97.* — S. 17—18.
2. Andrenko, P.N. Eksperimentalnoe issledovanie preobrazovateley pulsatsiy / P.N. Andrenko, O.V. Dmitrienko, E.V. Belousov // *Vestnik Kharkovskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta.* — Kharkiv: HGPU, 2000. — Vyip. 79. — S. 32-33.
3. Andrenko, P.N. Eksperimentalnoe issledovanie mnogokamernykh preobrazovateley pulsatsiy / P.N. Andrenko, O.V. Dmitrienko, Yu.N. Stetsenko, K.A. Mironov // *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya.* — Kharkiv: NTU "KHPI", 2000. — № 4. — S. 72—77.
4. Andrenko, P.N. Raschet pulsatsiy davleniya na vyihode odnokamernogo preobrazovatelya pulsatsiy / P.N. Andrenko, V.V. Klitnoy, O.V. Dmitrienko // *Vestnik NTUU "KPI". Mashinostroenie.* — K., 1999. — T. 1, vyip. 36. — S. 87—93.
5. Andrenko, P.M. Matematichni modeli i rozrahunkovi doslidzhennya gidravlichnykh gasiteliv i pidsiluvachiv pulsatsiy tysku / P.M. Andrenko, O.V. Dmitrienko // *Skhidno-Evropeyskiy zhurnal peredovih tehnology.* — Kharkiv, 2004. — № 5(11). — S. 88—93.
6. Shorin, V.P. Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodah / Shorin V.P. — M.: Mashinostroenie, 1980. — 156 s.
7. Andrenko, P.N. Optimizatsiya matematicheskikh modeley gidravlicheskih passivnykh gasiteley pulsatsiy / P.N. Andrenko, O.V. Dmitrienko // *Vestnik NTUU "KPI". Mashinostroenie.* — K., 2002. — T. 2, vyp. 42. — S. 50—53.
8. Andrenko, P.M. Metodika rozrahunku ta proektuvannya gidravlichnogo gasitelya pulsatsiy tysku u skladі gidroagregata / P.M. Andrenko, O.V. Dmitrienko, M.S. Svinarenko // *Vestnik NTU "HPI".* - 2010. — № 54. — S. 4—9.
9. Andrenko, P.N. Universalnaya metodika proektirovaniya pasivnykh gasiteley pulsatsiy davleniya / P.N. Andrenko, O.V. Dmitrienko, M.S. Svinarenko // XVIII Mizhnar. nauk.-tehn. konfer. "Gidroaeromehanika v Inzhenerly praktitsi". Kyiv 21-24 trav. 2013: materlali konfer. — K.: Dopomoga, 2013. — S. 69—70.
10. Andrenko, P.M. Gasiteli pulsatsiy tysku ob'Emnih gidroagregativ: Monografiya. / P.M. Andrenko, O.V. Dmitrienko, M.S. Svinarenko. — Kharkiv, 2012. — 160 s.
11. Popov, D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem : uchebnik dlya vuzov. — 2-e izd. / D.N. Popov. — M. : Mashinostroenie, 1987. — 464 s.
12. Atshul, A.D. Gidravlika i aerodinamika. Osnovy mehaniki zhidkosti: ucheb. posob. / A.D. Atshul, P.G. Kiselev. — M.: Stroyizdat, 1975. — 323 s.

13. Andrenko, P. Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation/ P. Andrenko / / HYDRAULIC AND PNEUMATICS —2005: international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. — Wrocław, 2005. — P. 713—720.

Надійшла 12.02.2014 року

УДК 621.22

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ПАССИВНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ
ДАВЛЕНИЯ**

**П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко,
Ю.Ю. Богус**

Цель статьи — определение рациональных конструктивных безразмерных параметров пассивных гасителей пульсаций давления камерного и интерференционного типов. На базе общих уравнений гидромеханики предложена их обобщенная математическая модель в безразмерных конструктивных параметрах. Приведены аналитические зависимости для расчета потерь давления в таких гасителях и определения коэффициентов потерь. Определено влияние безразмерных конструктивных параметров гасителей на их коэффициент гашения. Рассчитаны для гасителей данных типов обобщенные критерии гашения пульсаций давления, которые кроме степени гашения пульсаций давления рабочей жидкости, учитывают гидравлические потери в них и массогабаритные критерии. Пред-

ложено использовать их при проведении многокритериальной оптимизации параметров гасителей и расчете показателей их технического уровня.

Ключевые слова: математическая модель, гаситель пульсаций, коэффициент гашения, потери давления, безразмерные параметры, критерии эффективности.

UDC 621.22

**DEFINITION OF RATIONAL DESIGN
PARAMETERS OF PASSIVE DAMPERS
OF PRESSURE PULSATION**

**P. N. Andrenko, O.V. Dmitrienko,
Yu.Yu. Bogus**

The purpose of the article is to define of rational design of non-dimension parameters for chamber and interference types of passive dampers pressure pulsation. On the basis of the general equations of hydromechanics it was proposed their generalized mathematical model in non-dimension design parameters. It was defined the following: analytical dependences for calculation of pressure losses in the dampers and their dumping coefficient. Generic criteria pressure pulsation dumping is defined for this type of damper which takes account of dumping rate of pressure pulsation for working liquid, dampers mass effect and hydraulic losses into dampers. It is proposed to use these criteria with aim to optimize characteristics of dampers and while calculation of indicators of their technical level.

Key words — the mathematical model, a pulsation damper, dumping coefficient, pressure losses, non-dimension parameters, performance criteria.