

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО, М. С. СВИНАРЕНКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Розроблено математичну модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах. Описано особливості його конструктивного виконання та принцип роботи. Розраховані значення його коефіцієнта гасіння і критерій: узагальнений гашення пульсацій тиску та масогабаритний. Запропоновано використовувати для багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів гасителя узагальнений критерій гашення пульсацій тиску у якості основного. Узагальнений критерій гашення пульсацій тиску і масогабаритний доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня гасителів різних типів.

Ключові слова: математична модель, гаситель пульсацій, коефіцієнт гасіння, безрозмірні параметри, оптимізація, критерій ефективності.

Вступ. Підвищення технічного рівня об'ємних гідроагрегатів (ГА) лежить в площині забезпечення їх окремих показників на високому науково-технічному рівні який відповідає сучасним світовим зразкам. Одним з таких показників є рівень шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Одним з перспективних напрямків зменшення шуму ті вібрації в об'ємних ГА є застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску (ГПТ). Застосування ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє підстроюватися до зміни тиску та витрати у ГА викликане спрацюванням виконавчих механізмів, що робить їх застосування більш ефективним. Стосовно таких ГПТ постають проблеми визначення раціональних конструктивних параметрів які забезпечать їх ефективне функціонування при незначних втратах тиску в ньому та малих масогабаритних показниках, встановленню впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння. Розв'язання цих проблем базується на математичних моделях робочого процесу ГПТ які є підґрунтям для проведення його синтезу, багатокритеріальної оптимізації параметрів.

Аналіз літературних джерел. Методика розрахунку та проектування ГПТ наведена в роботі [1]. В ній зроблено класифікацію ГПТ, розглянуто велику кількість їх конструктивних та схемних рішень, в тому числі і з автоматичним підстроюванням параметрів, описані фізичні моделі їх робочих процесів. Однак наведена методика проектування ГПТ базується на емпіричних залежностях. Методика для визначення раціональних конструктивних параметрів ГПТ трудомістка. Крім цього, наведені математичні моделі робочого процесу ГПТ не повністю враховують характеристики робочої рідини (РР), робочі параметри ГА і втрати тиску в гасителі.

У статті [2] наведені конструктивні схеми та конструкції ГПТ, приклади їх використання в ГА машин. Визначені діапазони частот в яких відбувається ефективне гашення пульсацій тиску. Однак не встановлено впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння, не розглядається ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Експериментальним дослідженням ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів присвячена

стаття [3]. В ній проаналізовано вплив деяких конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння, однак невизначені раціональні конструктивні параметри гасителя, невстановлені втрати тиску в ньому. В статті [4] наведена математична моделі робочого процесу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у складі ГА. Однак в ній не дано рекомендацій щодо вибору раціональних конструктивних параметрів ГПТ, не встановлено втрати тиску в них. Наведена математична модель ГПТ не прив'язана до основного конструктивного параметру гідроапаратів – діаметра умовного проходу.

Визначенню раціональних конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів шляхом багатокритеріальної оптимізації параметрів на базі удосконаленої математичної моделі робочого процесу присвячена стаття [5]. В математичній моделі враховували характеристики РР, а саме температуру, газовміст, тиск в ГА. Оптимізація конструктивних параметрів в ній проводилась за критеріями коефіцієнта гасіння пульсацій тиску, середнім значенням циклічної міцності пружного елемента та величини оберненої масі гасителя які максимізували. Втрати тиску в гасителі розглядалися як функціональні обмеження. Однак отримані результати не прив'язані до основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів і пристроїв – діаметра умовного проходу, а критерії за якими проводилися оптимізація не в повній мірі дозволяють проводити порівняння ГПТ різних типів.

Проведений нами аналіз конструктивних рішень ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволило запропонувати нове його конструктивне рішення [6], у якому за рахунок нового конструктивного виконання проточних порожнин, регульованих гідравлічних опорів, забезпечується високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні зміни витрати і тиску в ГА та підстроювання до їх зміни.

Сучасна методика розрахунку та проектування ГПТ, в тому числі і з автоматичним підстроюванням параметрів, наведена у роботі [7]. Однак в ній не розглянуто удосконалений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Наведені математичні моделі ГПТ не прив'язані до основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів –

діаметра умовного проходу, не встановлено втрати тиску в них та малогабаритні показники. В статті [8] врахування втрати тиску в ГПТ різних типів пропанується за узагальненим критерієм гашення пульсацій тиску, який крім ступеня гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР, враховує гідравлічні втрати тиску в ньому, а масу за масогабаритним критерієм.

За аналітичним оглядом літературних джерел, проведеному нами, встановлено, що математична модель удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів не розглядалась, отже її розробка є актуальним науковим завданням, вирішення якого дозволить підвищити точність визначення робочих характеристик такого ГПТ та є підґрунтям для його синтезу. Крім того актуальним є завдання визначення його узагальненого критерію гашення пульсацій тиску та малогабаритного. Метою даної статті є розробка математичної моделі робочого процесу удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та визначення його критеріїв: узагальненого та малогабаритного.

Математична модель ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Зменшення пульсацій тиску на виході з такого ГПТ, рис. 1, [6], досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей проточних порожнин 2, 5, 14, 16 і інерційних властивостей коротких звужених патрубків 10 та регульованих опорів, утворених кільцевими щілинами між гофрами розташованими з боку основи сифонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12. Крім того, при пульсуючій течії РР в проточних порожнинах 2 і 16 ГПТ і з'єднуючих їх регульованих опорів утворених кільцевими щілинами між гофрами розташованими з

боку основи сифонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12, виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються сифони 6 і 13, генеруючи за рахунок свого руху витрату, що змінюється також за періодичним законом. Тому що проточні порожнини 2 і 16 із регульованими опорами, утвореними кільцевими щілинами між першими гофрами сифонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12, мають інерційний опір, а сифони 6 і 13 – пружній, їхнє паралельне з'єднання являє коливальний контур, у якому змінна складова витрати, через центральну трубку 4, як з одної сторони, так із другої, зрушені стосовно витрати, що генерується, за рахунок руху сифонів 6 і 13, на 180° . В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати стають рівними, і величина змінної витрати за ГПТ дорівнює нулю, тобто він має нескінченно великий акустичний опір. Постійна складова витрати РР проходить через проточні порожнини 2, 5, 14 і 16, регульовані опори, утворених кільцевими щілинами між першими гофрами сифонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12, патрубку 10 в вихідний патрубок 15. При зміні чи величини тиску в ГА, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язане зі зміною навантаження в ГА, або миттєвому збільшенню нерозчиненого повітря у РР, яка надходить до насоса, відбувається зміна жорсткості сифонів 6, 13 за рахунок його переміщення, що забезпечує автоматичне підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 – сифони 6, 13) до змінних параметрів ГА.

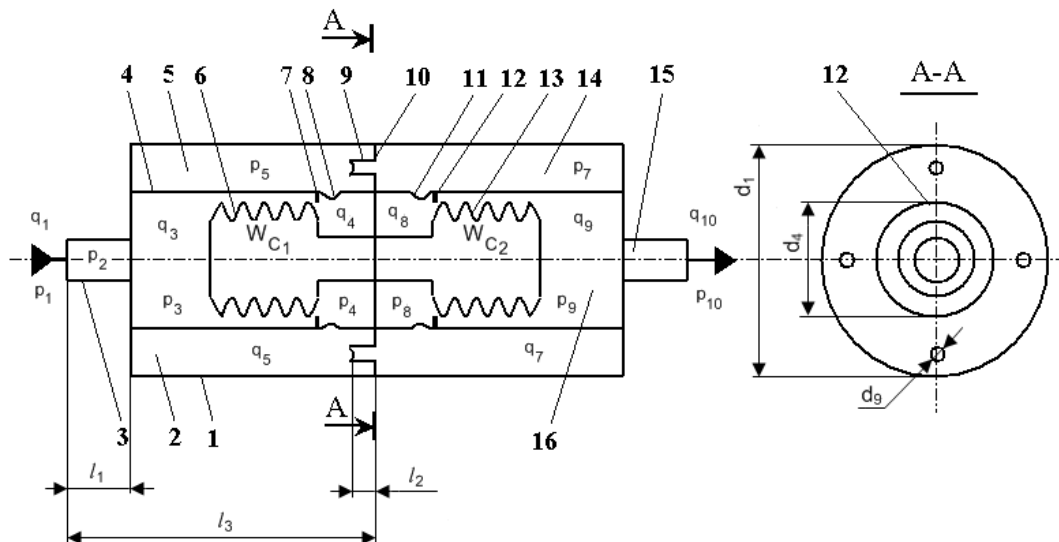


Рис. 1 – Схема удосконаленого гасителя пульсацій тиску: 1 – корпус; 2, 5, 14, 16 – проточні порожнини; 3 і 15 – вхідний і вихідний патрубки відповідно; 4 – центральна трубка; 6, 13 – сифони; 7, 12 – кільця; 8, 11 – отвори; 9 – короткі внутрішні патрубки; 10 – перегородка

В основі математичної моделі робочого процесу такого ГПТ у відносних геометричних параметрах (по відношенню до діаметра умовного проходу), лежить зосередження параметрів за Т- і Г-подібними схемами, та врахування газовмісту РР, її температури, змінність

в часі густини, коефіцієнтів витрат, відносного індуктивного і активного опорів каналів. Вона складається з рівнянь:

– руху РР в каналі 3 (9):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_{1(6)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(6)}(t)} [p_{1(5)}(t) - p_{2(6)}(t)] - \frac{\bar{R}_{1(6)}(t)}{L_{1(6)}(t)} q_{1(6)}(t), \\ \frac{d p_{2(6)}(t)}{d t} &= \frac{1}{C_{1(6)}} q_{11(61)}(t) = \frac{1}{C_{1(6)}} [q_{1(6)}(t) - q_{12(62)}(t)], \\ \frac{d q_{12(62)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(6)}(t)} [p_{2(6)}(t) - p_{3(7)}(t)] - \frac{\bar{R}_{1(6)}(t)}{L_{1(6)}(t)} q_{12(62)}(t) \end{aligned} \right\} (1)$$

де $q_{11(61)}(t)$ і $q_{12(62)}(t)$ – відповідно витрата обумовлена стисканням РР у 3 каналі (9 звуженому патрубку) і на його виході;

– зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 2

(16):

$$\frac{d p_{3(7)}(t)}{d t} = [q_{12(16)}(t) - q_{3(9)}(t)] \frac{E}{\bar{W}(t)_{2(16)}}, \quad (2)$$

де $\bar{W}(t)_{2(16)}$ – відносний об'єм камери;

– зміни відносного об'єму камери 2 (16):

$$\bar{W}(t)_{2(16)} = \pi \bar{d}_4^2 (\bar{l}_3 - \bar{l}_1) / 4 - \bar{W}(t)_{C1(C2)}, \quad (3)$$

де $\bar{W}(t)_{C1(C2)}$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, відносний об'єм камери сільфона, який розраховують за залежністю:

$$\bar{W}(t)_{C1(C2)} = \pi \bar{d}_c^2 [\bar{l}_c - \bar{l}_{p3(9)}(t)] / 4,$$

$$\bar{l}_{p3(9)}(t) = \begin{cases} \pi \bar{d}_c^2 p_{3(9)}(t) / 4 c_{c\Sigma}, & \text{при } \pi \bar{d}_c^2 p_{3(9)}(t) / 4 c_{c\Sigma} < \bar{l}_{\max}, \\ \bar{l}_{\max}, & \text{при } \pi \bar{d}_c^2 p_{3(9)}(t) / 4 c_{c\Sigma} \geq \bar{l}_{\max} \end{cases},$$

– витрати через щілину між гофрами розташованими з боку основи сільфона 6 (13) та кільцем 7 (12):

$$q_{4(9)}(t) = \frac{1,75\pi [(\bar{d}_{7(12)} + \bar{d}_c) / 2][(\bar{d}_{7(12)} - \bar{d}_c) / 2]^3}{2\mu_{щ}} \Delta p_{4(9)}(t), \quad (4)$$

де 1,75 – коефіцієнт який враховує концентричність зазору;

$\bar{d}_{7(12)}$ – відносний внутрішній діаметр кільця 7

(12);

$\Delta p_{4(9)}$ – перепад тиску на щілині;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР;

$\bar{l}_{щ}$ – відносна довжина щілини між гофрами розташованими з боку основи сільфона 6 (13) та кільцем 7 (12);

– витрати через отвори 8 (11):

$$(1/4) q_{4(7)}(t) = \mu(\text{Re}) \bar{A}_0 \sqrt{2[p_{4(7)}(t) - p_{5(8)}(t)]} / \rho_{4(7)}(t) \quad (5)$$

– зміни тиску в камері 5 (14):

$$\frac{d p_{5(14)}(t)}{d t} = [q_{4(62)}(t) - q_{5(7)}(t)] \frac{E}{\bar{W}_{5(14)}}, \quad (6)$$

де $\bar{W}_{5(14)}$ – відносний об'єм камери,

$$\bar{W}_5 = \pi (\bar{d}_1^2 - \bar{d}_4^2) (\bar{l}_3 - \bar{l}_1) / 4 - \pi \bar{d}_9^2 \bar{l}_2;$$

$$\bar{W}_{14} = \pi (\bar{d}_1^2 - \bar{d}_4^2) (\bar{l}_3 - \bar{l}_1) / 4;$$

– нерозривності:

$$q_{5(8)}(t) = q_{6(7)}(t) / 4; \quad (7)$$

– руху РР у вихідному каналі 15:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_9(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{10}(t)} [p_9(t) - p_{10}(t)] - \frac{\bar{R}_{10}(t)}{L_{10}(t)} q_9(t), \\ \frac{d p_{10}(t)}{d t} &= \frac{1}{C_{10}} q_{101}(t) = \frac{1}{C_{10}} [q_9(t) - q_{10}(t)] \end{aligned} \right\} (8)$$

Рівняння (1) – (8) доповнюються обмеженнями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \quad \bar{l}_{\max} \leq n_c (\bar{l}_c - 2\bar{\delta}_c),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР;

\bar{d}_c – відносний діаметр сільфона;

\bar{l}_c – відносна довжина сільфона;

$\bar{l}_{p3}(t)$, $\bar{l}_{p9}(t)$ і \bar{l}_{\max} – відповідно відносні

переміщення сільфона під дією тиску p_3 , тиску p_9 і максимальне;

$c_{c\Sigma}$ – жорсткість сільфона по тиску;

\bar{l}_c – відносний крок гофра сільфона;

$\bar{\delta}_c$ і n_c – відповідно відносна товщина стінки і кількість робочих гофрів сільфона.

Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сільфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною або двох сільфонів $c_{c\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

У рівняннях (1)–(8) величини $\bar{L}_{10}(t) = \rho_{10}(t) \bar{l}_{10} / \bar{A}_{10}$ і $\bar{L}_{1(6)}(t) = \rho_{1(6)}(t) \bar{l}_{1(6)} / 2\bar{A}_{1(6)}$ – відіграють роль відносного індуктивного опору 10-го і 1 (6)-го каналів; величини $\bar{R}_{10}(t) = 8\nu_t \rho_{10}(t) \bar{l}_{10} / \bar{A}_{10} \bar{r}_{10}^2$ і

$\bar{R}_{1(6)}(t) = 8\nu_t \rho_{1(6)}(t) \bar{l}_{1(6)} / 2\bar{A}_{1(6)} \bar{r}_{1(6)}^2$ – роль відносного

активного опору 10-го і 1 (6)-го каналів; величини $\bar{C}_i = \bar{A}_i \bar{l}_i / E$ – роль відносної ємності i -го каналу, де

$\bar{l}_i = l_i / d_y$. Крім того, позначено: \bar{r}_i – відносний радіус

перетину i -го каналу, $\bar{r}_i = r_i / d_y$; \bar{d}_c – відносний середній діаметр сільфона; $\mu(\text{Re})$ і \bar{A}_0 – відповідно

коефіцієнт витрати і відносна площа отвору; ν_t – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; \bar{A}_i і \bar{r}_0 –

відповідно відносні площа і радіус каналу (трубопроводу), $\bar{A}_i = \pi \bar{r}_i^2$; E – приведений модуль

пружності РР, який розраховували з урахуванням вмісту повітря та товщини стінки трубопроводу (каналу).

Критерії ефективності ГПТ. Для оцінки ГПТ використовували наступні критерії [8]:

- узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, який крім ступеня гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску PP , враховує гідравлічні втрати тиску в ньому:

$$K_o = k_r (1 - \Delta p_{\text{сеп}} / p_{\text{вх сеп}}), \quad (9)$$

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 гасителя;

$\Delta p_{\text{сеп}}$ і $p_{\text{вх сеп}}$ – відповідно середнє за період коливання PP втрати тиску в ГПТ і тиск на його вході;

- масогабаритний критерій:

$$K_{mv} = (m_{\text{тр}} V_{\text{тр}}) / (m_{\text{г}} V_{\text{г}}), \quad (10)$$

де $m_{\text{тр}}$ і $m_{\text{г}}$ – відповідно маса трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і маса ГПТ;

$V_{\text{тр}}$ і $V_{\text{г}}$ – відповідно об'єм трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і об'єм ГПТ.

Площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирали згідно з рекомендаціями наведеними у науково-технічній літературі залежно від допустимої швидкості рідини в них. При розрахунку втрат тиску в ГПТ приймали, що вони виконані з металевих труб круглого перетину однакової товщини. Нехтуванні початковою ділянкою. Число Рейнольдса розраховували за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання. Втрати тиску в ГПТ розраховували за відомими з механіки рідини залежностями, наприклад роботи [9]. Використовували значення квазістаціонарних коефіцієнтів місцевих опорів які, як відмічено в роботі [10] забезпечують достатню для практичних розрахунків точність.

Розрахункові дослідження. Їх проводили розглядаючи ГПТ у складі об'ємного ГА. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. PP – масло ІП – 30 при температурі 50°C . За базові параметри ГПТ приймали такі як наведені в роботі [7]. За математичними моделями робочого процесу ГПТ, в пакеті прикладних програм, визначали коефіцієнт гасіння. Задавалися початковими і граничними умовами: опір ГА задавали за допомогою дроселя, встановленого на виході гасителя (діаметр дроселя становив $4,2 \cdot 10^{-3}$ м), знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, де T – період повторення циклу коливань. Пульсації витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближеними до реальних пульсацій, становила 5 % від її усталеного значення, а частота – $f = 250$ Гц.

За результатами математичного моделювання робочих процесів у ГПТ з осцилограм пульсацій тиску знаходили амплітуди їх пульсацій і визначали

коефіцієнт гасіння залежно від відносних його конструктивних параметрів. Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ, її збільшення призводить до збільшення коефіцієнта гасіння. Зміна температури PP у робочому діапазоні на коефіцієнт гасіння ГПТ практично не впливає. Зауважимо, що при роботі ГА температурний режим PP вибирають таким чином, щоб він був постійним. Коефіцієнт гасіння для заданої частоти пульсацій тиску та безрозмірних розмірів удосконаленого ГПТ становив 1,95, що на 0,15 більше ніж у базового. Зазначимо, що зміна температурного режиму PP у ГА відбувається тільки на початкових стадіях його роботи і в даній роботі не розглядалась.

При розрахунку критеріїв за формулами (9) та (10), приймали, що середнє значення тиску на виході з об'ємного насоса становить 16 МПа, а середня витрата в ГА, залежно від діаметра умовного проходу ГПТ, визначається з табл. 1, де також наведено результати розрахунків. Розрахунки проводили для відносних (відносно d_y) параметрів ГПТ.

Таблиця 1 – Значення K_o та K_{mv} залежно від d_y ($q_{\text{сеп}}$)

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
$q_{\text{сеп}}$, л/хв	12,5	32,0	100,0	160,0	250,0
K_o	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89
$K_{mv} \cdot 10^2$	1,70	0,914	0,402	0,245	0,152
*В дужках наведені відносні діаметри умовного проходу ГПТ					

За результатами розрахунків встановлено, що узагальнений критерій гашення пульсацій тиску K_o , визначений для ГПТ у відносних параметрах, є величиною постійною. Це пояснюється подібністю течії PP в проточній частині ГПТ при збереженні його відносних розмірів. Його доцільно використовувати як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ, а у якості варійованих параметрів слід використовувати абсолютні значення геометричних розмірів. Масогабаритний критерій – K_{mv} залежить тільки від конструктивних параметрів ГПТ і з збільшенням d_y зменшується. Його доцільно використовувати як один з критеріїв при проведенні багатокритеріальної оптимізації ГПТ. Запропоновані критерії також доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів.

Висновки. Запропоновано узагальнену математичну модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах яка є базою для його синтезу та оптимізації конструктивних параметрів. Встановлено, що його коефіцієнт гасіння, визначений для ГПТ у

відносних параметрах, більший ніж у базового та на його значення суттєвий вплив має частота пульсацій на виході з насоса.

Запропоновано як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ використовувати узагальнений критерій гашення пульсацій тиску. Узагальнений критерій гашення пульсацій тиску та малогабаритний, визначений для ГПТ у відносних параметрах, доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів.

Список літератури: 1. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – М. : Машиностроение, 1980. – 156 с. 2. Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych // *Hydraulika i Pneumatyka*, zeszyt 4/97. – P. 17–18. 3. Андренко П. М. Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П. М. Андренко, М. С. Свиarenко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – X. : – 2010. – №4/6 (46). – С. 45–51. 4. Андренко П. Математическая модель гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичною підстройкою параметрів / П. Андренко, М. Свиarenко // MOTROL : Commission of motorization and energetics in agriculture : Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – P. 42–49. 5. Андренко П. М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиarenко // Вестник НТУ «ХПІ». – 2010. – № 54. – С. 4–9. 6. Гаситель пульсацій тиску рідини : патент України на корисну модель : UA 83801 MPK F16L55/04 / Андренко П. М., Свиarenко М. С. Власники: Андренко П. М., Свиarenко М. С.; заявл. 26.04.2013; опубл. 25.09.2013, Бюл. №18. 7. Андренко П. М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиarenко – X. : НТМТ, 2012. – 160 с. 8. Андренко П. М. Визначення раціональних конструктивних

параметрів пасивних гасителів пульсацій тиску / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, Ю. Ю. Богус // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2014 – № 1 (43). – С. 83–89. 9. Атиуль А. Д. Гідравліка и аэродинамика. Основы механики жидкости : учеб. пособ. / А. Д. Атиуль, П. Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с. 10. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов. – 2-е изд. / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shorin, V. P. *Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah*. Moscow : Mashinostroenie, 1980. Print. 2. "Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych." *Hydraulika i Pneumatyka*. No. 4/97. 17–18. Print. 3. Andrenko, P. M., and M. S. Svinarenko. "Eksperimental'ni doslidzhennja gidravlichnogo gasitelja pul'sacij tisku z avtomatichnim pidstrojuvannjam parametriv." *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij*. Kharkiv, 2010. No. 4/6 (46). 45–51. Print. 4. Andrenko, P., and M. Svinarenko "Matematicheskaja model' gidravlicheskogo gasitelja pul'sacij davlenija s avtomaticheskij podstrojkoj parametrov." *MOTROL : Commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin : Polish Academy of sciences, 2009. No. 11b. 42–49. Print. 5. Andrenko, P. M., O. V. Dmitrienko and M. S. Svinarenko. "Metodika rozrahunku ta proektuvannja gidravlichnogo gasitelja pul'sacij tisku u skladi gidroagregata." *Vestn. NTU "KhPI"*. No. 54. 2010. 4–9. Print. 6. Andrenko, P. M., and M. S. Svinarenko. *Gasitel' pul'sacij tisku ridini*. Ukraine Patent, UA 83801 (MPK F16L55/04). 25 September 2013. Print. 7. Andrenko, P. M., O. V. Dmitrienko and M. S. Svinarenko. *Gasiteli pul'sacij tisku ob'emnih gidroagregativ*. Kharkiv : NTMT, 2012. Print. 8. Andrenko, P. M., O. V. Dmitrienko and Ju. Ju. Bogus. "Viznachennja racional'nih konstruktivnih parametriv pasivnih gasiteliv pul'sacij tisku." *Promislova gidravlika i pnevmatika*. Vinnitsa : VDAU. No. 1(43). 2014. 83–89. Print. 9. Atshul', A. D., and P. G. Kiselev. *Gidravlika i ajerodinamika. Osnovy mehaniki zhidkosti*. Moscow : Strojizdat, 1975. Print. 10. Popov, D. N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem*. Moscow : Mashinostroenie, 1987. Print.

Надійшла (received) 23.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андренко Павло Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Andrenko Pavlo Mykolajevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at Department of Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive, Kharkiv; tel.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; м. Харків; тел.: (093) 501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Dmitrienko Olga Vyacheslavivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at Department of Hydraulic Machines, Kharkiv; tel.: (093) 501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Свиarenко Максим Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет будівництва та архітектури, доцент кафедри «Теплогазопостачання, вентиляції та використання ТВЕР», м. Харків; тел.: (096) 455-08-30; e-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.

Svinarenko Maksym Serhiyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Associate Professor at Department of Heat and Gas Ventilation and the Use of TSER, Kharkiv; tel.: (096) 455-08-30; e-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.