

Андренко П.М., д-р техн. наук,
 Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”,
 Свинарченко М.С.,
 Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ В ГІДРОАГРЕГАТІ НА КОЕФІЦІЄНТ ГАСІННЯ ГАСИТЕЛЯ

Систематизовані математическі моделі робочого процесу основних типів об'ємних насосів. Исследовано вплив форми пульсацій тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя пульсацій. Показано, що вибір типу і конструктивної схеми гасителя необхідно здійснювати з урахуванням форми пульсацій тиску.

Mathematical models of the worker to process of the basic types of volumetric pumps are systematized. Influence of the form of pulsations of pressure in the hydrounit on factor of clearing blanket pulsations is investigated. It is shown, that the choice of type and the constructive circuit blanket is necessary for carrying out in view of the form of pulsations of pressure.

Вступ

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. До їх робочих і експлуатаційних характеристик ставлять досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня. Стосовно об'ємних гідроагрегатів (ГА), які найповніше задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, є зменшення шуму та вібрацій, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Одним з перспективним шляхів вирішення цієї важливої проблеми, яка існує в промисловості, є застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску (ГПТ).

Пульсації тиску в об'ємних гідроагрегатах

Головною причиною пульсації тиску робочої рідини (РР) у ГА є пульсації, спричинені нерівномірністю подачі об'ємного насоса. Вона також обумовлена гідродинамічними процесами у гідроапаратах, які викликані спрацюванням та коливанням їх рухомих елементів під дією змінних гідродинамічних сил, що виникають внаслідок дії пульсуючого потоку РР. Крім того, пульсація РР може бути спричинена через кавітаційні та турбулентні явища, які можуть мати місце у проточній частині насосів та інших елементів ГА, і коливаннями їх рухомих механічних частин. Розгляду даного питання, стосовно до різних типів гідромашин, присвячено досить велику кількість робіт, наприклад [1]. Відзначимо, що гідравлічна система має властивості фільтра коливань [2], тому при виникненні періодичних коливань усі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтру. Причому перша гармоніка коливань витрати РР, яка обумовлена нерівномірністю подачі об'ємного насоса, є домінуючою для більшості об'ємних насосів [3, 4].

Тиск у ГА визначається опором гідравлічної системи. Під пульсацією тиску Δp будемо розуміти перепад

між максимальним і мінімальним миттєвим тиском у камері нагнітання насоса $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$, викликаний зміною витрати q_{\max} і q_{\min} . Коливання витрати РР на виході з насоса внаслідок опору потоку РР у ГА спричиняють, відповідні цим коливанням пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю

$$f = \omega z \quad (1)$$

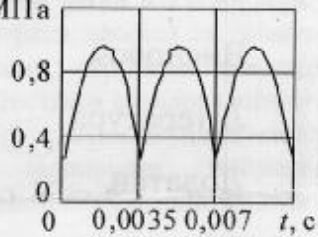
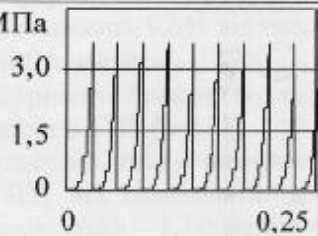
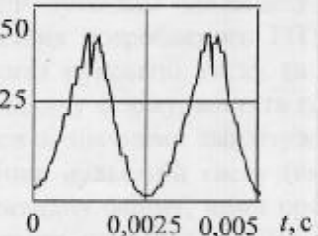
де ω — частота обертання вала насоса; z — кількість робочих камер насоса.

Зауважимо, що в деяких випадках треба брати подвійне значення частоти, визначеної за формулою (1), що відповідає урахуванню частоти тактів всмоктування та нагнітання насоса. Частота вимушених коливань, що її розраховано за формулою (1), є основною. Її значення для різних типів насосів знаходяться у межах від 6 до 1000 Гц, а амплітуда пульсацій тиску РР залежить від типу насоса, опору гідравлічної системи, яка визначає рівень тиску на його виході, та для більшості об'ємних насосів становить від 3 до 5 % від величини останнього [5].

Порівняння гармонік пульсацій тиску РР в ГА дозволило встановити, що вищі гармоніки пульсацій на порядок менші від першої. Отже, ними можна знехтувати та розглядати процес пульсацій тиску РР на виході з насоса як моногармонічний. Аналогічний висновок отримано у роботі [6], апроксимуючи окремий імпульс тиску РР гармонічним синусоїдальним коливанням при збереженні основних параметрів імпульсу: тривалості, періоду повторювання, шпаруватості та середнього значення амплітуди. Або розглядаючи спрощену форму такого імпульсу, вважаючи, що вона передає 95% всієї енергії, яка визначається за формулою Релея. Такий підхід можна використовувати на попередніх стадіях розрахунку та проектування ГПТ. Однак реальна форма пульсацій тиску в ГА має складний характер.

Проведений аналітичний огляд розвитку та принципів проектування об'ємних насосів надав можливість узагальнити математичні моделі робочого процесу основних

Таблиця 1 — Залежності для розрахунку теоретичної витрати на виході з насоса, в залежності від його типу [3, 4, 7]

№ п/п	Тип насоса	Залежність для розрахунку витрат	Об'ємний ККД	Типові осцилограми пульсацій тиску на виході з насоса
1	Аксіально-поршневий	$q_H(t) = \omega_H \frac{D_0}{2} F \operatorname{tg} \gamma \sin \left(\varphi(t) + \frac{m_z - 1}{2} \beta \right) \sin \frac{m_z \beta}{2} \operatorname{cosec} \frac{\beta}{2},$ <p>де $F = \pi d^2 / 4$; $\beta = \frac{2\pi}{z}$.</p>	0,88 – 0,97	Δp , МПа 
2	Радіально-поршневий	$q_H(t) = \omega_H F e \sum_{i=1}^{i=z} \sin(\varphi(t) + m_z \beta),$ <p>де $F = \pi d^2 / 4$; $\beta = \frac{2\pi}{z}$.</p>	0,88 – 0,95	
3	Шестеренний	$q_H(t) = \omega_H \rho^2 b [\operatorname{tg}^2 \alpha_e - \operatorname{tg}^2 \alpha_k - (\operatorname{tg} \alpha_k - \varphi(t))^2],$ <p>де $\operatorname{tg} \alpha_e = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{\rho}{r_r}\right)^2}}{\frac{\rho}{r_r}}$; $\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{\rho}{s}\right)^2}}{\frac{\rho}{s}}$; $r_r = \frac{D_r}{2}$; $D_r = m z_{ш} + 2(m + km)$; $s = m z_{ш} + 2km$</p>	0,83 – 0,95	Δp , МПа 
4	Пластинчатий, однократної дії	$q(t) = \omega_H B e R \left\{ \begin{aligned} &\cos \varphi(t) - \cos(\varphi(t) + m_n \beta) + \\ &+ \frac{e}{R} [\cos^2 \varphi(t) - \cos^2(\varphi(t) + m_n \beta)] \end{aligned} \right\}$	0,83 – 0,9	Δp , МПа 

типів об'ємних насосів (табл. 1). Це дозволило моделювати реальну форму пульсацій тиску в ГА у залежності від опору гідравлічної системи. Їх використання при проектуванні ГПТ у складі ГА дозволяє підвищити точність розрахунку, оцінити функціональну доцільність їх використання, обґрунтовано проводити вибір типу та конструктивної схеми ГПТ.

У таблиці 1 прийнято наступні позначення: ω_H — кутова швидкість приводного валу насоса; D_0 — діаметр блока по осям циліндрів; d — діаметр поршня; γ — кут, утворений осями циліндрового блоку і нахилоного диску; $\varphi(t)$ — кут повороту валу насоса; m_z — число поршнів, що одночасно перебувають у зоні нагнітання; z — кількість поршнів; e — ексцентриситет насоса; ρ — радіус основної розгортки кола; $z_{ш}$ і k — відповідно, число зубців і коефіцієнт корегування шестерні; b — ширина шестерні;

m — модуль шестерні; B — ширина ротора; R — радіус статора; β — кут між пластинами; m_n — число камер, які одночасно знаходяться у зоні нагнітання.

Зауважимо, що об'ємні машини, конструюють з непарним числом циліндрів: $z = 7; 9; 11$ [7]. Для аксіально- та радіально-поршневих насосів з непарним числом поршнів при зміні φ від 0 до $\beta/2$ приймає значення $m_z = z + 1/2$, а при зміні φ від β до $\beta - m_z = z - 1/2$ та осцилограми пульсацій тиску аксіально- та радіально-поршневих насосів мають однаковий характер.

Аналіз літературних джерел

Методам опису робочих процесів, що відбуваються у ГПТ, присвячено роботи [4—12]. В них наведено математичні моделі ГПТ, проаналізовано вплив робочих параметрів ГА, зокрема частоти пульсацій тиску РР та конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння.

Роботи [8, 9] присвячено розрахунку і проектуванню ГПТ, наведено їх принципи схем та залежності для визначення геометричних параметрів. Однак залежності, які наведено, не дозволяють проаналізувати вплив форми пульсацій на коефіцієнт гасіння та характеристики ГПТ.

У роботі [1] наведено методику проектування ГПТ, яку оснований на електроаналогії, при використанні якої накладається ряд обмежень, які пов'язано з його розмірами та часом проходження нестационарних робочих процесів. Але дана методика не враховує форми пульсацій тиску в ГА, а її використання потребує проведення попередніх експериментальних досліджень. У роботі [6] для побудови математичних моделей робочих процесів ГПТ запропоновано використовувати метод стоячих хвиль. Однак ця методика обмежується врахуванням першої гармоніки пульсацій тиску в ГА та не враховує їх форми.

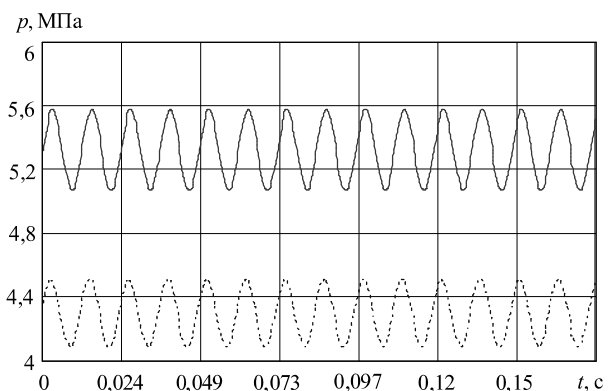
Для аналізу періодичних процесів у гідравлічних пристроях розроблено і рекомендовано для використання замість перетворення Лапласа його "періодичний" аналог Фур'є. Це знайшло своє відображення у статті [10, 11], де наведені математичні моделі робочих процесів ГПТ побудовано з використанням метода Фур'є, що можна

використовувати при визначенні їх раціональних, конструктивних і робочих параметрів. Однак і в цих роботах враховується тільки амплітуда та частота першої гармоніки пульсацій тиску в ГА.

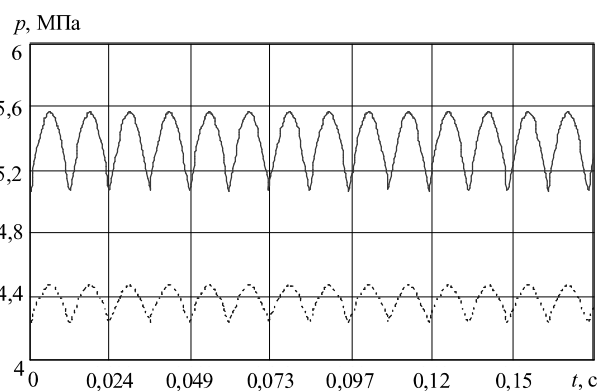
При аналізі робочих процесів у ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів, які наведено у статті [12], вплив форми пульсацій тиску в ГА на коефіцієнт гасіння не розглядався. Нами не виявлено робіт, в яких розглядався вплив форми пульсацій тиску в ГА на коефіцієнт гасіння ГПТ.

Дослідження впливу форми пульсацій тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя

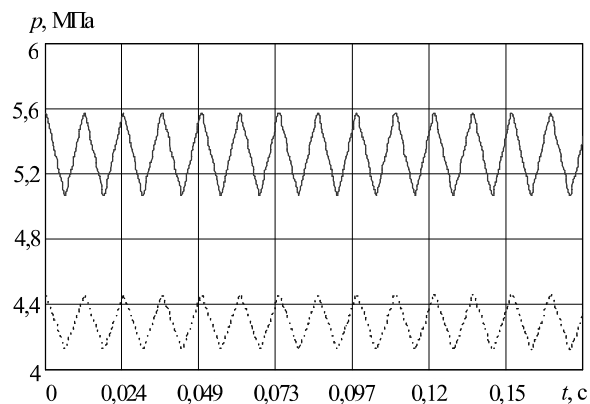
Розроблено ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів [13], розміри якого наведено у статті [12]. За допомогою пакету прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, яку представлено у статті [14], провели імітаційне моделювання робочих процесів у ГПТ у складі ГА. Відповідно до форми вхідних пульсацій витрати на вході у ГПТ (форму вихідних пульсацій витрати насоса), знаючи опір гідравлічної системи, отримали пульсації



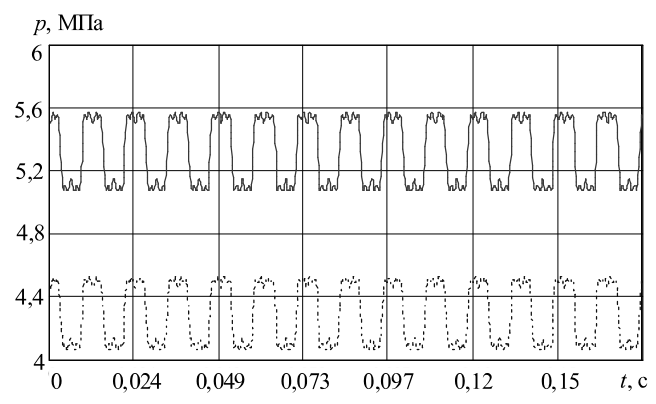
а



б



в



г

Рисунок 1 — Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) ГПТ: а — синусоїдальної форми; б — напівсинусоїдальної форми; в — трикутної форми; г — прямокутної форми з третьою гармонікою.

тиску на вході в ГПТ. Постійна складова витрати в ГА становила $5,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$. Амплітуда та частота пульсацій тиску відповідно становили: $0,5 \text{ МПа}$ та $83,34 \text{ Гц}$. Вхідні пульсації моделювали: синусоїдальною, напівсинусоїдальною, трикутною та прямокутною формами. Причому пульсації прямокутної форми мали третю гармоніку, амплітуда яких становить 9,5% від основної амплітуди пульсацій, а частота — 1250 Гц . У результаті розрахунку отримали графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГПТ (рисунок 1).

За графіками пульсацій тиску визначили коефіцієнти гасіння ГПТ, які становлять: для синусоїдальної форми пульсацій — 1,19; напівсинусоїдальної форми — 2,19; трикутної форми — 1,4; прямокутної форми з третьою гармонікою — 1,1. Таким чином, встановлено, що форма пульсацій тиску (витрати) РР суттєво впливає на коефіцієнти гасіння розробленого ГПТ.

Висновки

Систематизовані математичні моделі робочого процесу основних типів об'ємних насосів дозволяють моделювати реальну форму пульсацій тиску в ГА в залежності від опору гідравлічної системи. Це дає можливість оцінити функціональну доцільність використання ГПТ у ГА, обґрунтовано проводити вибір його типу та конструктивної схеми.

Вперше встановлено, що форма пульсацій тиску (витрати) РР, яка залежить від типу насоса, суттєво впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ, і її врахування при проектуванні ГПТ підвищить точність його визначення. Для гасіння пульсацій тиску (витрати) РР, які мають складну форму, запропоновано використовувати комбіновані ГПТ — послідовне з'єднання ГПТ для гасіння основної гармоніки та гармонік вищих порядків.

Література

1. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. — М.: Машиностроение, 1980. — 156 с.
2. Попов, Е.П. Динамика систем автоматического регулирования / Е.П. Попов. — М.: Гос. изд. техн.-теорет. лит., 1954. — 798 с.
3. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1967. — 495 с.
4. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. — М.: Машиностроение, 1978. — 495 с.

5. Никитин, Г.А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем / Г.А. Никитин, А.А. Комаров. — М.: Машиностроение, 1965. — 168 с.

6. Могендович, Е.М. Гидравлические импульсные системы / Е.М. Могендович. — Л.: Машиностроение, 1977. — 216 с.

7. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков и др. Под ред. Т.М. Башты. — М.: Машиностроение, 1968. — 628 с.

8. Скворчевский Е.А. Гасители колебаний давления в гидравлических системах / Е.А. Скворчевский, А.П. Усатый // Вестник машиностроения. — 1980. — № 4. — С. 14—15.

9. Kollek, W. Kształtowanie konstrukcji elementów rozwojem napędów hydraulicznych / W. Kollek // Konferencja naukowo-techniczna: Napęd hydrostatyczne maszyn — rozwój i wytwarzanie. — 19 — 20 listopada, Gdansk, 1999. — S. 25—38.

10. Андренко, П.М. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Східно-Європейський журнал передових технологій. — 2004. — № 5 (11). — С. 88—93.

11. Дмитрієнко, О.В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Ольга Вячеславівна Дмитрієнко. — Харків, 2005. — 199 с.

12. Андренко, П.М. Дослідження робочого процесу в гідравлічному гасителі пульсацій тиску // П.М. Андренко, М.С. Свиначенко // Вісник НТУ «ХПІ». — 2010. — № 4. — С. 45 — 53.

13. Пат. 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. на винахід / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свиначенко М.С.; заявник і патенто власник СП ЗАТ «ХЕМЗ — ІРЕС» / — № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7.

14. Андренко, П.М. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свиначенко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. — Lublin. — 2009. — Vol. 11b. — p. 42 — 49.

Надійшла 02.11.2011 р.