

УДК 629.735.064.3-33

В.С. Бутько, канд. техн. наук, доц.

**ПЕРЕХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМАТИЧНИХ РЕГУЛЯТОРІВ ТИСКУ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ**

*Виконано аналіз характеристик автоматичних регуляторів тиску гідравлічних систем, що визначають якість перехідних процесів. Запропоновано функціонал, який дозволяє обчислити параметри регулятора, що забезпечують оптимальність процесу регулювання. Показано вплив фізичних параметрів регулятора на мінімум функціонала. Розглянуто показники оптимальності настроювання автоматичного регулятора тиску.*

Перехідні характеристики регуляторів тиску гідравлічних систем визначаються комплексом показників: часом регулювання (швидкодією), максимальним відхиленням регульованої величини (перерегулюванням), коливальністю та ін. Абсолютна інтегрованість замкненої системи свідчить про те, що її тимчасова характеристика обмежена і прагне з часом до нуля. Цей час визначає один з головних показників якості перехідного процесу – швидкодію. Чим більша швидкодія регулятора тиску, тим швидше в гідравлічній системі встановлюється стабільний тиск. Оскільки швидкодія системи оцінюється таким компонентом тимчасової характеристики, як повільне загасання, бажано, щоб регулятор тиску мав досить високу швидкодію [1].

Оцінку перехідного процесу автоматичного регулятора тиску можна виконувати за допомогою показника ступеня стійкості регулятора, що характеризує його граничну швидкодію. Отже, ступінь стійкості регулятора тиску може служити мірою його швидкодії. Необхідно відзначити, що зменшення одного показника якості перехідного процесу часто приводить до збільшення іншого, і навпаки. Тому при розгляді якості перехідного процесу головним питанням є одержання автоматичного регулятора з визначеними наперед заданими властивостями. Він повинен забезпечити не тільки усталену роботу, але і високі показники перехідного процесу.

Дослідження якості перехідного процесу припускає розгляд впливу різних факторів на показники якості, для чого необхідно мати передатну функцію регулятора й об'єкта регулювання. Відмінною рисою передатної функції регулятора тиску є те, що коефіцієнти чисельника і знаменника передатної функції не є незалежними. Аналіз показує, що вони значною мірою пов'язані між собою, оскільки представляють досить складні функції фізичних параметрів регулятора (тиску настроювання, площі та довжини периметра сідла, маси затвора і приєднаної рідини, обсягу рідини в напірній і зливній порожнинах і т. ін.). Тому зведення рівняння до нормованого вигляду і визначення оптимальних значень безрозмірних параметрів у даному випадку не є прийнятним. Чисельник передатної функції регулятора тиску при збуджуючому впливі за витратою рідини містить оператор диференціювання в першому і другому степенях, що накладає додаткові обмеження у виборі критеріїв якості перехідного процесу, оскільки необхідно враховувати вплив нулів передатної функції.

Найбільш важливим параметром перехідного процесу регулятора тиску є відхилення помилки регулювання, викликаного зміною зовнішніх впливів, від сталої помилки. Якість варіантів схеми регулятора визначається деяким показником – числовою характеристикою, що показує наскільки це відхилення відрізняється від нуля. Найкращий варіант відповідає екстремальному значенню показника якості. У випадку з регулятором тиску цим значенням є мінімум функціонала, обраного за основний показник якості. У цьому функціоналі як незалежні перемінні виступають функції, криві, вектори, що характеризують різні варіанти.

Вибір форми перехідного процесу автоматичного регулятора тиску залежить від вимог до його роботи. Так, в одному випадку потрібно отримати аперіодичний процес за тиском, в іншому – перерегулюванням. При цьому необхідно виходити з конкретних задач регулювання тиску в розглядуваній системі. Іноді можна знехтувати незначні загасання перехідного

процесу, якщо встановлені в гідравлічній системі пристрої згладжують виниклі коливання. У цьому випадку може бути застосований регулятор тиску з невеликим ступенем загасання коливань. І, навпаки, якщо напірний трубопровід з встановленою на ньому апаратурою дуже чутливий до виникаючого в регуляторі коливання, останній повинен бути виконаний з високим ступенем загасання.

При конструюванні регулятора необхідно враховувати характер зміни в часі збурюючих впливів. Якщо в гідравлічній системі можливі тривалі збурюючі впливи у вигляді поодиноких поштовхів, варто застосовувати регулятор з великою І-складовою. В іншому випадку використовується П-складова. Збурюючі впливи, що однаково протікають у часі, можуть по-різному впливати на перехідний процес залежно від точки їхнього прикладання. Тому при аналізі можливих збурювань у системі варто виділяти найбільш результативні збурення і точки їх зіткнення. При математичному описі поведінки системи в динамічному режимі в таких випадках можна вводити еквівалентні початкові умови, що забезпечують аналогічне протікання перехідного процесу.

Експериментальні дослідження показали, що при відносно великому власному демпфіванні регулятора крива перехідного процесу за тиском (і переміщенням затвора) у разі різкої зміни витрати відрізняється великим ступенем перерегулювання і низькою частотою коливань. Час перехідного процесу і підвищення тиску досягає великих значень. Якщо демпфівання рухомих частин регулятора додатково збільшити, перехідний процес стає аперіодичним з великим підвищенням тиску і повільним зниженням його до сталого значення.

З інженерної точки зору зручно мати один критерій, що дозволяє визначати оптимальні значення основних параметрів регулятора при вирішенні задачі синтезу гідравлічної системи. Таким критерієм може бути точність регулювання, що показує, наскільки реальний перехідний процес відрізняється від ідеального. Сумарна помилка регулювання має дві складові: статичну помилку, зумовлену змушеним рухом, і динамічну помилку, зумовлену вільним рухом. При оцінці точності регулювання найчастіше ці дві помилки враховують окремо [2].

Існує кілька способів визначення розглядуваних математичних умов, що забезпечують оптимальну роботу регулятора тиску. При цьому виходять із площі, розташованої між кривою перехідного процесу і лінією сталого стану регульованого параметра. При усталеній роботі регулятора відхилення регульованої величини від сталого значення зводиться до нуля по закінченні досить тривалого проміжку часу. Таку задачу найзручніше розв'язувати за допомогою інтегральних оцінок якості перехідного процесу:

$$I = \Phi(K_1, K_2, \dots, K_n),$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_n$  – параметри регулятора тиску.

Площа перехідного процесу може бути визначена як інтеграл за часом від відхилення регульованого тиску. Очевидно, що при розрахунку мінімуму розглянутого функціонала для визначення оптимальних параметрів регулятора необхідно вводити додаткові обмеження, наприклад, розглядати тільки модуль відхилення регульованої величини або обмежувати значення коефіцієнта загасання процесу регулювання. Ці обмеження відпадають, якщо замість інтегрального абсолютного відхилення регульованої величини

$$I = \int_0^{\infty} |p(t)| dt$$

ввести інтегральне квадратичне відхилення

$$I = \int_0^{\infty} p^2(t) dt,$$

де  $p(t)$  – динамічна складова тиску в напірній порожнині регулятора тиску відносно нового рівня.

$p(t)$   
ТОЖН  
АЛЬН

оскіл  
люва  
мінім  
ви д  
яко  
шен  
су. Т  
хиле  
дини  
них  
вань  
якщ  
новл  
мінім

новн  
впли  
рядн  
гуля  
ник і

ВИГЛ

де

бути  
схід  
до т  
джу  
льш

вих  
ліній

Чим менша І-складова, тим система краща. Для ідеального автоматичного регулятора  $p(t) \equiv 0$ , відповідно  $I \equiv 0$ . Оскільки ідеальну систему фізично реалізувати неможливо, ці тожності – нездійсненні. Тому для оптимальних систем показник якості І досягає нетривіального мінімуму.

Вибір функціоналів, що відповідають показнику якості, є досить складним завданням, оскільки доводиться враховувати багато конкретних умов, а саме: вимоги до системи регулювання, простоти наступного аналізу оптимальної системи та ін. Отже, якщо вважати, що мінімум помилки перехідного процесу відповідає мінімуму розглянутого інтеграла, цієї умови досить для вибору самих вигідних параметрів регулятора. При такому виборі показника якості з'являється можливість врахувати вплив підвищень (піків) тиску, оскільки зі збільшенням амплитуди коливань різко зростає значення квадратичної площі перехідного процесу. Тому абсолютне значення інтеграла залежить передусім від великих, а не від малих відхилень. З іншого боку, інтеграл І враховує імпульс квадрата динамічної складової тиску рідини, що особливо важливо для гідравлічних систем з огляду їхньої чутливості до динамічних навантажень. Найменше значення інтеграла забезпечує досить швидке загасання коливань тиску рідини при відносно невеликому підвищенні тиску (перерегулюванні). У випадку, якщо необхідно забезпечити максимальну швидкодію автоматичного регулятора тиску, встановлюваного в гідравлічну систему з високими динамічними характеристиками, значення мінімуму інтеграла має бути відповідним чином відкоректованим.

У регуляторі тиску можливі такі види збурюючих впливів: зміна витрати рідини, основний збуджуваний вплив, перебудова клапана на регульований тиск, основний керуючий вплив і перешкоди, викликані пульсацією джерела або живлення інших механізмів, другорядний збуджуваний вплив. Різні види впливів змінюють чисельник передатної функції регулятора тиску. Аналіз показує, що найбільш складними є вплив з витрат, оскільки чисельник передатної функції значно ускладнюється.

Передатна функція автоматичного регулятора тиску при збуренні за витратою має вигляд:

$$W = \frac{p(s)}{Q(s)} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0},$$

$$\begin{aligned} \text{де } a_0 &= K_m K_Q + \omega_0^2 (K_z + K_y); \\ b_0 &= \omega_0^2 K_f; \\ a_1 &= K_c \omega_0^2 + K_m + 2n(K_z + K_y) K_0 K_Q; \\ b_1 &= 2n K_f; \\ a_2 &= K_z + K_y + K_0 + 2n K_c; \\ a_3 &= K_c; \\ b_2 &= K_f. \end{aligned}$$

Закон зміни основного збурювального впливу ( $Q = Q(t)$ ) у гідравлічних системах може бути різним. Для дослідження форми перехідних процесів найбільш зручно використовувати східчасту функцію. Практичні умови навантаження регуляторів тиску часто наближаються до такої форми впливу. При східчастій функції в напірній лінії регулятора перебігає досліджуваний перехідний процес, тоді як на початку напірного трубопроводу витрата  $Q_0(t)$  збільшується стрибком на величину  $Q_0$ .

Перехідний процес у лінійних системах при східчастому збурюючому впливі і нульових початкових умовах еквівалентний перехідному процесу без збурюючого впливу в іншій лінійній системі, для якої ліва частина диференціального рівняння залишається без зміни,

а права – дорівнює нулю. При цьому нові (еквівалентні) початкові умови повинні бути підібрані за співвідношеннями:

$$p(0) = -p_s = -\frac{b_0}{a_0} Q_s;$$

$$p(0) = \frac{b_2}{a_3} Q_s = \frac{Q_s}{K_c};$$

$$\frac{d^2 p(0)}{dt^2} = \frac{Q_s}{a_3} \left( b_1 - \frac{a_2 b_2}{a_3} \right) = -\frac{Q_s}{K_c^2} K_p,$$

де  $p_s$  – приріст тиску в сталому режимі при збільшенні витрат через клапан на величину  $Q_s$ .

Величину інтеграла  $I$  для перехідного процесу обчислюємо за методом Л.М. Мандельштама і Н.Д. Папалекси. Опускаючи декілька громіздких обчислень, наводимо остаточні результати:

$$I = \frac{1}{a_0} \left( h_3 + \frac{a_2 a_3 h_1 + a_2^2 h_2}{a_1 a_2 - a_0 a_3} \right). \quad (1)$$

Підставляючи значення параметрів регулятора у вираз (1), можна визначити інтеграл  $I$  і тим самим охарактеризувати якість системи. Чим менший інтеграл  $I$ , тим краща гідравлічна система регулювання тиску.

Для подальшого аналізу виразимо залежні від початкових умов функції через фізичні параметри регулятора. Введемо допущення горизонтальності статичної характеристики регулятора тиску, що відповідає практичним вимогам до апаратури стабілізації параметрів гідравлічних систем. Тоді:

$$h_1 = \frac{Q_s^2}{2K_c} \left( \frac{mK_p^2}{K_c^2} + \frac{F^2 + K_a K_p}{K_c} \right);$$

$$h_2 = \frac{Q_s^2}{2K_c} \left( K_s - \frac{mK_p}{K_c} \right);$$

$$h_3 = -\frac{Q_s^2 m}{2K_c}.$$

Вираз для інтегральної квадратичної помилки у функції параметрів коливальної системи і ступінчастого збурюючого впливу має вигляд:

$$I = \frac{Q_s^2 [m(FK_Q m + K_s^2 K_p) + K_s^3 K_c]}{2FK_Q^2 [m(K_s K_p^2 + F^2 K_p - FK_c K_Q) + K_c K_s (K_p K_s + F^2)]}.$$

Функціонал  $I$  залежить від параметрів системи. Оптимальній системі відповідають такі значення параметрів, при яких  $I$  досягає мінімуму. Припускаємо, що мінімум опуклої функції  $I$  існує і він єдиний, а обмеження на параметри відсутні. Тоді умова мінімуму визначається прирівнюванням часток похідних за параметрами нулю:

$$\frac{\partial I(K_1, K_2, \dots, K_n)}{\partial K_i} = 0; \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

У загальному випадку розв'язок визначає оптимальний вектор параметрів регулятора тиску. Однак задачі мінімізації інтеграла  $I$  при великій кількості перемінних виявляються досить складними і не завжди доцільними, оскільки за деякими перемінними одержуються тривіальні результати, наприклад, мінімум інтеграла відповідає мінімуму маси  $m \rightarrow 0$  і т.д.

Тому на деякі коефіцієнти необхідно накласти додаткові (обумовлені, наприклад, практичними міркуваннями) умови, виділити варійовані змінні і визначити їхні оптимальні значення за мінімумом інтеграла  $I$ . Такий підхід дозволяє визначати значення оптимального коефіцієнта підсилення регулятора щодо витрати і коефіцієнта грузлого тертя:

$$\begin{aligned} K_Q^* &= \frac{F}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{c_{жс}}{m}}; \\ K_\sigma^* &= \frac{m}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{c_{жс}}{m}}, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\sqrt{\frac{c_{жс}}{m}} = \omega_{жс}$  – власна кругова частота коливань при критичному демпфіруванні (на границі стійкості) для низькопідйомного клапана ( $Z \rightarrow 0$ ) з горизонтальною видатковою характеристикою;  $c_{жс}$  – жорсткість приєднаного об'єму рідини:

$$c_{жс} = \frac{EF^2}{W}.$$

Залежності (2) дозволяють у першому наближенні визначати основні параметри регулятора тиску з подальшим їх уточненням залежно від конкретних умов роботи автоматичного регулятора тиску в гідравлічній системі.

#### Список літератури

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
2. Чупраков Ю.Ч. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

Стаття надійшла до редакції 08.11.01.

УДК 629.735.08:656.071.43(045)

О.В. Орлов, Ю.І. Кордянін

#### ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЦІЛІСНОСТІ СИСТЕМИ ДЕРЖАВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПІДТРИМАННЯ ЛЬОТНОЇ ПРИДАТНОСТІ

*Розглянуто основні аспекти забезпечення цілісності системи державного регулювання підтримання льотної придатності за наявності значної неоднорідності та динамізму умов функціонування об'єктів регулювання, задачу синтезу саморегулюючих та централизованого регульованих механізмів забезпечення функціонування цієї системи у взаємозв'язку з внутрішніми її властивостями: керованістю, досяжністю, координованістю, спостережуваністю, ідентифікованістю.*

Системі державного регулювання підтримання льотної придатності (ЛП) властиві значна неоднорідність та динамізм умов функціонування об'єктів регулювання  $I_i$  ( $i = \overline{1,4}$ ) [1; 2]: експлуатантів повітряних суден (ПС); організацій з технічного обслуговування ПС; ЛП екземплярів ПС, внесених до Державного реєстру; авіаційного персоналу. Це зумовлює багатоманітність реалізацій забезпечення відповідності вимогам щодо авіаційних правил (АП) для кожного з видів об'єктів регулювання  $I_i$  ( $i = \overline{1,4}$ ) та породжує проблему цілісності цієї системи, тобто забезпечення в процесі регулювання керованості, досяжності, координованості, спостережуваності, ідентифікованості [3; 4].