

СЕКЦІЯ 3

«ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ МАШИНИ, ГІДРОПЕРЕДАЧІ»

УДК 629.735.054.3-33

Бутько В.С., к.т.н, Хоменко Д.М., магістр
Національний авіаційний університет, Київ, Україна

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОМОТОРА

Об'ємне регулювання швидкості гідромотора в найпростішій постановці є одним з об'єктів динаміки пристроїв і машин. У якості основної регульованої величини обрана кутова швидкість обертання вала гідромотора $\tilde{\omega}(t)$ залежна від часу, що представляється сумою постійної ω_0 і змінної складових $\omega(t)$ (рис. 1).

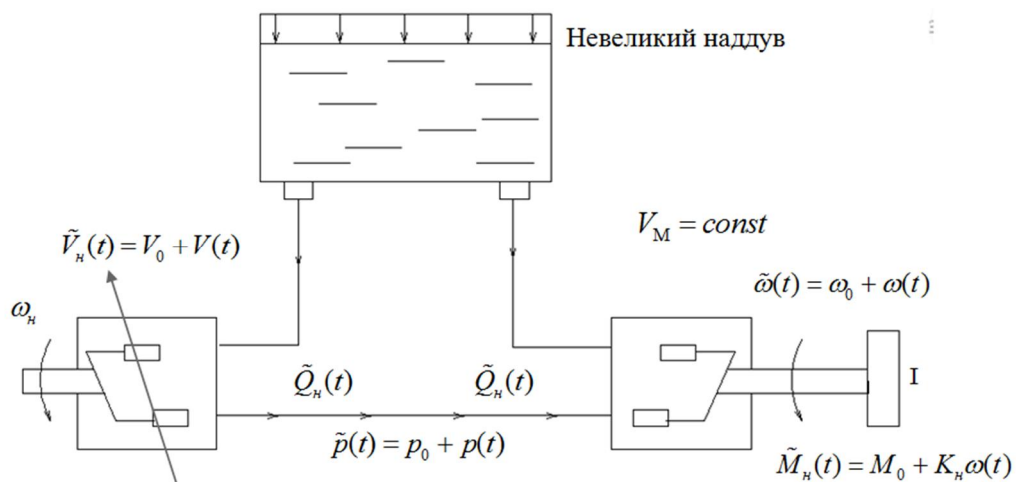


Рис. 1- Принципова схема для дослідження динамічних характеристик гідромотору

Вирішення поставленої задачі

Для спрощення запису рівнянь динаміки замість загальноприйнятого робочого об'єму гідромашин вводиться поняття наведених робочих об'ємів насоса V_n і гідромотора V_m , віднесені до одного радіана повороту вала гідромашини, що виключають множник 2π у записах теоретичної подачі і моменту. З цією ж метою спрощення аналізу динаміки прийняті припущення:

- пульсація подачі насоса й нерівномірність напору гідромотора не враховуються;
- гідравлічні втрати й хвильові процеси в напірному трубопроводі невеликої довжини не враховуються, тому поле тисків стисливого середовища прийнято однорідним, залежним тільки від часу, а не від координат простору;
- кутова швидкість обертання вала насоса прийнята строго постійною, яка не залежить від змін навантажень насоса;
- гідравлічні втрати й інерційні напори, а також невеликі тиски стовпа рідини у всмоктувальному і зворотному трубопроводах в розрахунок не приймаються через їхню малість у порівнянні з динамічною складовою тиску в напірному трубопроводі;
- моменти активного навантаження на валу гідромотора приймаються лінійно-залежними тільки від швидкості обертання;

- об'ємні й механічні втрати гідромашин ураховуються за допомогою постійних чисел - коефіцієнтів, що представляють співвідношення:

$$k_{вн} = \frac{Q_{вн}}{V_{нм}p}; \quad k_{вм} = \frac{Q_{вм}}{V_{м}p}; \quad k_{вмех} = \frac{M_{вмех}}{V_{м}p},$$

де $k_{вн}, k_{вм}, k_{вмех}$ – коефіцієнти витоків насоса, витоків гідромотора та механічних втрат відповідно.

- основне збурення - східчасте, позитивне, збільшення регульованого робочого об'єму насоса $V(t)$, додаткове східчасте зниження моменту навантаження гідромотора $M(t)$ розглядаються роздільно без взаємних зв'язків між ними;

- глибина (інтенсивність) збурень приймається малою, відповідно до лінійної моделі динаміки досліджуваних процесів.

Інші припущення формулюються у відповідних місцях виводу розрахункових залежностей.

Основні розрахункові залежності. Рівняння нерозривності потоку стисливої рідини в строгій постановці для змінної маси $M(t)$ контрольного об'єму напірного трубопроводу повинне бути записане у вигляді (рис 1)

$$\frac{dM(t)}{dt} = m_{свт}(t) - m_{свит}(t), \quad (1)$$

де $m_{свт}, m_{свит}$ - маси втікання і витікання системи

З урахуванням механічних втрат і постійної складової тиску p_0 момент запишемо сумою чотирьох доданків:

$$M_m(t) = V_m p_0 + V_m p(t) - k_{вп} V_m p_0 - k_{вп} V_m p(t) \quad (2)$$

Момент навантаження повинен враховувати постійну складову M_0 , швидкісну добавку $k_n \omega(t)$ й негативний момент збурення $M(t)$ у випадку східчастого зниження моменту на валу гідромотора:

$$\tilde{M}_{нагр}(t) = M_0 + k_n \omega_0 + k_n \omega(t) - M(t) \quad (3)$$

Підстановки виразів (2) і (3) у рівняння моментів (10) дають можливість розділити рівняння для постійних і змінних складових. З першого рівняння такого рішення неважко знайти постійну складову тиску:

$$p_0 = \frac{M_0 + k_n \omega_0}{(1 - k_{вмех}) V_m} \quad (4)$$

Змінні складові рівняння (1) після підстановок (2) і (3) описують перехідний процес підвищення кутової швидкості, викликане східчастим зниженням навантаження й зниженням динамічної складової тиску у вигляді:

$$M(t) = I \frac{d\omega(t)}{dt} + k_n \omega(t) - (1 - k_{вмех}) V_m p(t) \quad (5)$$

Якщо немає збурення по моменту навантаження і збурення по регульованому об'єму насоса, то в лівій частині рівності або ці збурення відповідно дорівнюють нулю.

Перетворення Лапласа вихідних рівнянь при нульових початкових умовах. Ці перетворення істотно спростують процедуру рішення диференціальних рівнянь за допомогою їхньої алгебраїчної форми. Так, наприклад, рівняння нерозривності (8) і моментів зовнішніх сил (5) перетворимо по Лапласу й одночасно перепишемо їх у систему двох рівнянь:

$$\begin{cases} \omega_{но} V(s) = V_m \Omega(s) + k_n \Omega(s) + k_c S P(s) \\ M(s) = I(s) \Omega(s) + k_n \Omega(s) - (1 - k_{вп}) V_m P(s) \end{cases} \quad (6)$$

У системі (6) вже немає функцій часу, тому що вони замінені функціями оператора $s = \frac{d}{dt}$. При збуренні по робочому об'єму насоса немає збурення по моменту навантаження і тому в другому рівнянні системи (5) $M(s) = 0$.

Висновки

Динаміка об'ємного регулювання швидкості гідромотора у найпростішому випадку описується лінійними диференціальними рівняннями з постійними коефіцієнтами другого порядку. У такому простому випадку підвищення підсилення в прямій ланці регулювання (наприклад, підвищення робочого об'єму насоса) або збільшення маси в навантаженні не призводить до втрати стійкості, що зазвичай має місце в системах автоматичного регулювання, які описуються диференціальними рівняннями третього і більш високих порядків.

Друга особливість динаміки об'ємного регулювання швидкості вала гідромотора в порівнянні з коливальною ланкою другого порядку заключається в неможливості вивчення роздільного впливу майже всіх параметрів жорсткості C , маси m , коефіцієнта лінійного тертя та ін. Так, наприклад, момент інерції I одночасно збільшує масу і демпфування системи, робочий об'єм гідромотора одночасно підвищує жорсткість C та демпфування системи.

Для вибору цих параметрів необхідно розглядати питання оптимального перехідного процесу проектованої гідравлічної системи.

Список літератури

1. Объемные гидравлические приводы. Башта Т.М. и др. Под ред. Т.М. Башты. М., «Машиностроение», 1968, 628 стр.
2. Д. Сю, А. Мейер. Современная теория автоматического управления и ее применение. Перевод с английского. Под ред. д-ра техн. наук проф. Ю.И. Топчиева. М., «Машиностроение», 1972, стр. 544.
3. Дорф Р. Современные системы управления/ Р. Дорф, Р. Бишоп; Пер. с англ. Б.И. Копылова, - М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004.-832 с..
4. Р. Паллю де Ла Барьер. «Курс теории автоматического управления». Пер. с франц. Под. ред. П.И. Кузнецова. М., «Машиностроение», 1973, 396 с.
5. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементі систем . М., «Машиностроение», 1973, 606 с

УДК 62-82.681

Лебедєв А.Ю.¹, к.т.н., Андренко П.М.², д.т.н., проф.

1-ТОВ ХЗТФ «Моторімпекс», м. Харків, Україна,

2-НТУ «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ В ПЕРІОД ДООПРАЦЮВАННЯ

Підвищення надійності гідравлічних приводів (ГП) є одним з стратегічних напрямків їх розвитку. Одним з ефективних методів вирішення цієї задачі є доопрацювання. При проведенні якого в кожному випробуванні, яке може закінчитися справною роботою чи відмовою, отримують інформацію про стан ГП, яку використовують для розробки заходів, що підвищують надійність. Процес доопрацювання ГП є цілеспрямованим, однак випадковим. Оскільки доопрацювання пов'язане з послідовністю подій (випробувань) $j = 1, 2, \dots, N$, розглядають дискретну функцію надійності, яка залежить тільки від номера випробування $P(j) = P_j$. Проводять серію з n випробувань ($j = 1, 2, \dots, n$), під час яких виконують $k \leq n$ доопрацювань ($i = 1, 2, \dots, k$). Так-як відомі моменти зроблених доопрацювань, то зв'язок $i(j)$ визначений. Вводять лінійний оператор P_i зміни надійності після i -го доопрацювання, який описує приріст показника надійності P_i після успішного і неуспішного результатів випробувань

$$\Delta P_i = a_i(1 - P_{i-1}) - b_i P_{i-1}, \quad (1)$$