

Hydrauliczny wzbudnik drgań mechanicznych w technice proporcjonalnej

Przemysław Cichoń, Michał Stosiak

Maszyny technologiczne znalazły zastosowanie w każdej gałęzi przemysłu. Cechą charakterystyczną współczesnych maszyn jest ich wysoki stopień automatyzacji. Celem tej automatyzacji jest wyeliminowanie bezpośredniego udziału człowieka z procesu wytwarzania i ograniczenie jego kompetencji do obsługi, nadzoru oraz programowania pracy maszyny.

Obecnie maszynom takim stawia się więc coraz większe wymagania dotyczące [1]:

- zdalnego nastawiania i kontroli parametrów technologicznych;
- wydajności i dokładności;
- minimalnych strat energetycznych;
- minimalnych strat surowcowych;
- uproszczeń w budowie;
- przystosowania do pracy w systemie sterowania automatycznego i wielu innych.

Zawężając obszar rozważań do maszyn i urządzeń hydraulicznych, procesy technologiczne, jakie są na nich przeprowadzane, wymagają [2]:

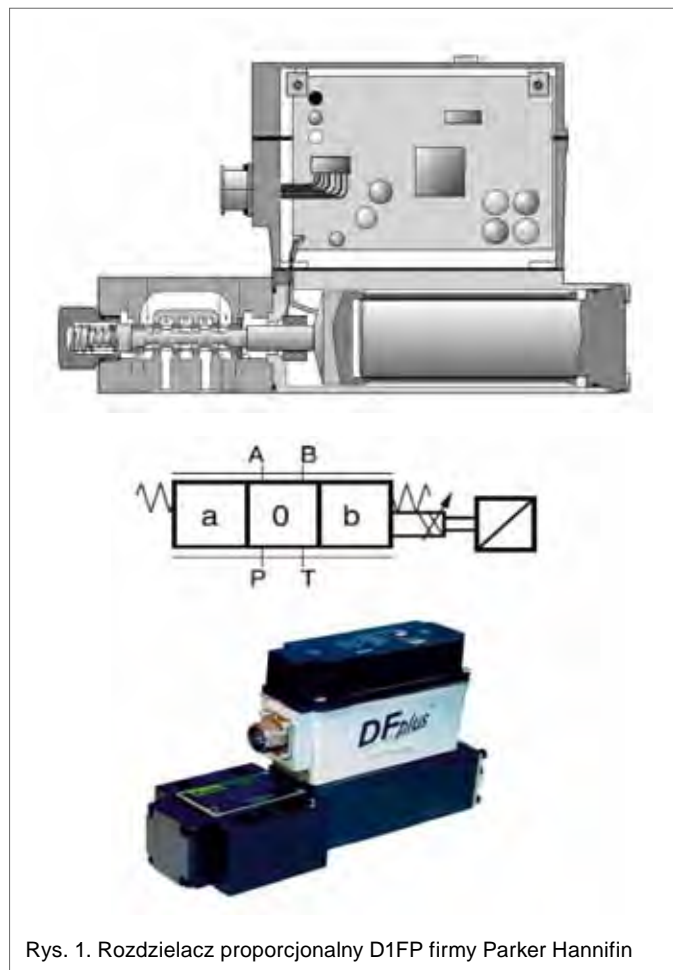
- zdalnego elektrycznego sterowania wartościami ciśnień i natężeń przepływu;
- przystosowania hydraulicznych układów napędowych do pracy w systemie sterowania numerycznego;
- kształtowania przebiegu ciśnień i natężeń stosownie do wymagań procesu technologicznego;
- realizacji prostych lub złożonych cyklogramów procesu;
- ciągłego dopasowania sił i prędkości roboczych w celu utrzymania optymalnych warunków technologicznych i technicznych.

Dążenie do spełnienia tych wymagań jest przyczyną nieustannego prowadzenia prac rozwojowych skupionych głównie na elementach sterująco-regulujących i poszukiwaniu nowych konstrukcji, które zapewniają wymagane własności statyczne i dynamiczne. Jednym z rozwiązań są elementy hydrauliczne przystosowane do sterowania proporcjonalnego.

Znacznie gorsze w porównaniu ze wzmacniaczami elektrohydraulicznymi (WE) właściwości dynamiczne konwencjonalnych zaworów proporcjonalnych nie pozwalały na stosowanie ich w układach regulacji automatycznej. Dlatego też podjęto prace badawcze zmierzające do opracowania zaworów proporcjonalnych o podwyższonych właściwościach dynamicznych. Rezultatem tych prac jest nowa generacja zaworów proporcjonalnych zwanych zaworami proporcjonalnymi regulacyjnymi [3]. Są to zawory elektrohydrauliczne z ciągłą zmianą natężenia przepływu, a ich budowa oparta jest na rozwiązaniach konstrukcyjnych konwencjonalnych zaworów proporcjonalnych przepływowych. Pod względem właściwości dynamicznych ustępują one niewiele WE i dlatego mogą być stosowane w układach regulacji automatycznej położenia, siły lub momentu. Zwiększenie szybkości

Streszczenie: W artykule przedstawiono możliwość wykorzystania nowoczesnego rozdzielacza proporcjonalnego do budowy wzbudnika drgań mechanicznych. Ponadto wskazano na możliwość sterowania takim zaworem poprzez kartę pomiarową oraz współpracujące oprogramowanie. Parametry eksploatacyjne stanowiska wzbudnika drgań mechanicznych zależą od dobranych elementów układu hydraulicznego.

Abstract: The paper presents possibility of modern proportional directional control valve application for vibrations exciter. Moreover possibility of valve control by measurement card equipped with special software was indicated. Operational parameters of presented stand depends on selected hydraulic components.



Rys. 1. Rozdzielacz proporcjonalny D1FP firmy Parker Hannifin

działania nowych rozdzielaczy proporcjonalnych wymaga [3]:

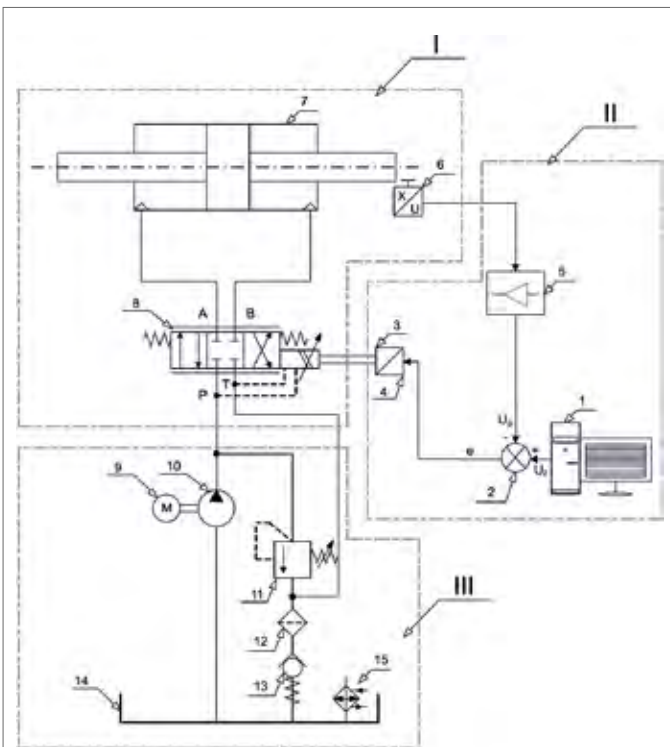
- zwiększenia strumienia sterującego;
- zmniejszenia dodatniego przekroczenia krawędziowego ($\leq 5 \mu\text{m}$);
- utworzenia kształtowej powierzchni przejściowej tworzącej się pomiędzy suwakiem a korpusem filmu olejowego;
- zintegrowania elektroniki z zaworem;
- znikomej histerezy.

Wymienione wymagania są spełnione w zaworach proporcjonalnych regulacyjnych dzięki:

- zastosowaniu nowych konstrukcji elektromagnesów proporcjonalnych o zwiększonej sile nastawienia i wzmacniaczy elektronicznych o optymalnie dobranych do zaworu parametrach;
- wysokiej jakości wykonania krawędzi sterujących i zastosowaniu odpornych na zużycie materiałów;
- zastosowaniu elektronicznej regulacji położenia suwaka w zaworach jednostopniowych i suwaków pierwszego i drugiego stopnia w zaworach dwustopniowych.

Proporcjonalny zawór bezpośredniego działania D1FP firmy Parker Hannifin przedstawiono na rys. 1. Zawór ten posiada zintegrowaną kartę elektroniczną, która jest dostępna dla wszystkich rodzajów sygnałów sterujących i potrzebuje wyłącznie jednego przewodu w systemie sterowania. Wg danych producenta częstotliwość graniczna takiego zaworu wynosi 350 Hz przy $\pm 5\%$ sygnału wejściowego [4].

reklama



Rys. 2. Schemat elektrohydraulicznego generatora drgań z zastosowaniem rozdzielacza proporcjonalnego firmy Parker Hannifin D1FP ze zintegrowaną kartą sterowniczą:

- 1 – komputer z kartą DaqBoard/2000;
- 2 – węzeł sumacyjny;
- 3, 4 – karta elektroniczna zintegrowana z zaworem D1FP;
- 5 – wzmacniacz sygnału z przetwornika przemieszczenia;
- 6 – przetwornik przemieszczenia;
- 7 – siłownik;
- 8 – rozdzielacz proporcjonalny D1FP;
- 9 – silnik elektryczny;
- 10 – pompa;
- 11 – zawór przelewowy;
- 12 – filtr;
- 13 – zawór zwrotny;
- 14 – zbiornik;
- 15 – chłodnica cieczy roboczej

Koncepcja wzбудnika drgań mechanicznych

Na rys. 2 przedstawiono schemat generatora drgań mechanicznych z zastosowaniem jednostopniowego rozdzielacza proporcjonalnego DIFP.

Przedstawiony generator drgań można podzielić na trzy funkcjonalne części. Pierwszą z nich stanowi część generująca drgania (I), czyli rozdzielacz proporcjonalny DIFP 8, siłownik hydrauliczny dwustronnego działania z dwustronnym tłoczyskiem 7 i przetwornik przemieszczeń liniowych Peltron PJx50 6. Zawór DIFP może zostać umieszczony np. na płycie przyłączeniowej firmy Parker o symbolu SPD23B910.

Drugą część stanowią elektroniczne układy sterujące (II): generator sygnału sterującego 1, węzeł sumujący 2, przetwornik napięciowo-prądowy 3, regulator PID 4, (zespół elementów 2, 3, 4 stanowi wzmacniacz elektroniczny sygnału). W związku z zastosowaniem zaworu DIFP dwa ostatnie elementy 3 i 4 są zintegrowane z zaworem w postaci karty sterującej. Odległość części II nie ma większego znaczenia, ponieważ sygnały elektryczne mają znacznie mniejsze opóźnienie w stosunku do wyjściowego sygnału hydraulicznego. W związku z tym długość elektrycznych przewodów podłączeniowych może być znaczna.

Ostatnią część (III) stanowi układ zasilający część hydrauliczną (pompa 10 wraz z silnikiem 9, zawór przelewowy 11, filtr 12, zawór zwrotny 13, zbiornik 14 oraz chłodnica 15).

Elementy elektroniczne odpowiednio połączone z układem hydraulicznym umożliwiają sterowanie całym urządzeniem. Siłownik hydrauliczny 7 i rozdzielacz 8 choć należą do części hydraulicznej, to stanowią integralną część układu regulacji. W przedstawianym urządzeniu został zastosowany siłownik z dwustronnym tłoczyskiem. Jedno tłoczysko służy jako część robocza realizująca zadanie, drugie natomiast służy do mierzenia przemieszczeń i podawania pomiaru w postaci sygnału zwrotnego do węzła sumacyjnego 2.

Układ regulacji położenia działa w myśl następującej zasady. Generatorem 1, którym jest komputer z zainstalowaną kartą DaqBoard/2000 firmy IOtech, zostaje podany sygnał w postaci wartości napięcia U_z do sumatora 2. Tutaj zostaje on porównany z napięciem U_p . Położenie tłoka jest mierzone czujnikiem przemieszczeń liniowych 6, który poprzez układ wzmacniacza 5 przesyła do węzła sumacyjnego 2 sygnał napięciowy U_p . W węźle sumacyjnym sygnał aktualnego położenia tłoka zostaje porównany z wartością sygnału zadanego, tworząc uchyb regulacji $e = U_z - U_p$. Wartość tej różnicy poprzez przetwornik napięciowo-prądowy 3 i regulator 4 zostaje podana na cewkę rozdzielacza proporcjonalnego DIFP (p. 8, rys. 2). W zależności od wartości e następuje przesterowanie rozdzielacza 8 i przesunięcie suwaka w lewą lub prawą stronę. Wynikiem tego przesterowania jest zmiana położenia tłoka siłownika 7. W chwili gdy uchyb e będzie równy 0, zostanie osiągnięte położenie środkowe. Każdej zadanej wartości napięcia U_z odpowiada ściśle określone położenie tłoczyska siłownika. Jest to więc układ regulacji położenia. Układ generowania drgań jest realizowany za pomocą cylindra hydraulicznego z dwustronnym tłoczyskiem 7. Siłownik ten jest sterowany poprzez zawór proporcjonalny DIFP 8 pompą wielotłokową osiową 10 napędzaną silnikiem elektrycznym 9, zasysającą ciecz roboczą ze zbiornika 14. Wartość ciśnienia w układzie ustalana jest przez jednostopniowy zawór przelewowy 11. W części sphywowej został umieszczony filtr 12 oraz zawór zwrotny 13 spełniający rolę zaworu

podporowego zapobiegającego zapowietrzeniu układu (ciśnienie otwarcia takiego zaworu to ok. 0,5 MPa, zapobiega spadkowi ciśnienia za filtrem, a zatem zgodnie z prawem Henry'ego zapobiega wydostawaniu się powietrza zawartego w oleju) [5].

Projektowanie generatora drgań mechanicznych i dobór jego elementów

Przy projektowaniu elektrohydraulicznego generatora wibracji kolejność postępowania uwarunkowana jest podziałem na części funkcjonalne I, II, III urządzenia.

- Projekt części układu odpowiedzialnej za generowanie drgań (I). W pierwszym etapie projektu należy ustalić wartości parametrów (amplituda, przesunięcie fazowe, częstotliwość, obciążenie), dla jakich ma pracować układ. Na ich podstawie można przeprowadzić wówczas obliczenia przy doborze elementów hydraulicznych do realizacji układu.
 - Dobór elektronicznych układów sterujących (II). Odpowiednie dobranie zaworu proporcjonalnego ułatwia to zadanie, gdyż producenci zazwyczaj wraz z elementem hydraulicznym sprzedają bądź sugerują podzespoły elektroniczne potrzebne do sterowania urządzeniem. W przypadku zaworu DIFP producent dołącza do zaworu elektroniczną kartę do sterowania zintegrowaną z samym elementem. Jeśli jednak informacje na temat urządzeń potrzebnych do sterowania nie są dostępne, to należy ich poszukać u producentów elektroniki przemysłowej. Jako sprzężenie zwrotne mogą być stosowane czujniki elektroniczne (w zależności od rodzaju sterowania czujniki siły lub przemieszczenia).
 - Dobór układu zasilającego część hydrauliczną (III). Projektowanie układu hydraulicznego rozpoczyna się więc od ustalenia ogólnego schematu urządzenia (rys. 2). Wybór schematu zależy od konkretnego zastosowania. Po ustaleniu ogólnego schematu należy wstępnie rozplanować rozmieszczenie na maszynie poszczególnych elementów, jak: pompa, zbiornik, zawory, siłowniki itd. i ustalić długość przewodów łączących, liczbę i rozmieszczenie kolanek, złączek itp. Następnie należy ustalić obciążenia i wymagane prędkości, przemieszczenia zastosowanych silników czy siłowników hydraulicznych. Dane te wynikają z ogólnych obliczeń dynamicznych projektowanego urządzenia. Przy wyborze tym należy się kierować danymi katalogowymi dostępnymi na rynku wyrobów, gdyż pożądane jest stosowanie gotowych, fabrycznych elementów, a nie projektowanie ich we własnym zakresie. Dalszą czynnością jest wybór odpowiedniej cieczy roboczej i ustalenie jej parametrów, takich jak lepkość i ciężar właściwy. Po zebraniu tych danych można przystąpić do szczegółowych obliczeń. Warto zaznaczyć, że projektowanie i obliczanie układu hydraulicznego odbywa się przeważnie metodą kolejnych przybliżeń. Po założeniu pewnych parametrów i przeprowadzeniu obliczeń na ogół trzeba przeanalizować otrzymane wyniki, przeprowadzić odpowiednią korektę i ponownie wykonać obliczenia.
- Przy projektowaniu elektrohydraulicznego generatora drgań przyjęto założenia upraszczające [6], m.in.:
- nieliniowe opory tarcia w siłowniku hydraulicznym i maszynie wibracyjnej można w przybliżeniu scharakteryzować równoważnym współczynnikiem tarcia lepkiego;
 - siłownik hydrauliczny pracuje w otoczeniu środkowego położenia równowagi, a ruch tłoka można opisać za pomocą następujących funkcji harmonicznymi [6]:

$$y = A \cdot \sin(\omega t) \quad (1)$$

$$\frac{dy}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (2)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (3)$$

w których:

- y – przemieszczenie tłoka siłownika hydraulicznego;
- A – amplituda generowanych drgań zredukowana do tłoka siłownika hydraulicznego;
- ω – pulsacja (częstość) sygnału sterującego pracą wzbudnika.

Przy doborze przetwornika elektrohydraulicznego, projektowaniu źródła zasilania, doborze siłownika konieczna jest znajomość maksymalnej wartości rozpatrywanej siły [6]:

$$(p_1 - p_2)_{\max} \cdot S = z_{\max} + A \sqrt{(B \cdot \omega)^2 + (k - m \cdot \omega^2)^2} \quad (4)$$

gdzie:

- $(p_1 - p_2)_{\max}$ – maksymalna wartość spadku ciśnienia na tłoku siłownika;
- S – powierzchnia tłoka;
- z_{\max} – siła oporu technologicznego wynikająca z własności procesu, zredukowana na tłok siłownika hydraulicznego;
- A – amplituda;
- B – zastępczy współczynnik tarcia lepkiego;
- k – współczynnik oporu sprężystego;
- m – masa zastępcza elementów drgających zredukowana na tłok siłownika;
- ω – pulsacja (częstość) sygnału sterującego pracą wibratora.

Niezbędna jest również znajomość maksymalnej wartości obliczonego natężenia przepływu, niezbędnego do generowania drgań o założonych parametrach [6]:

$$Q_{\max} = \frac{1}{S} \left[K_w \cdot z_{\max} + 0,5 K_c \left(\frac{dz}{dt} \right)_{\max} + \right. \\ \left. + A \cdot \sqrt{\omega^2 (S^2 + K_w \cdot B + 0,5 K_c (k - m \cdot \omega^2))^2 + (K_w \cdot k + \omega^2 (K_w \cdot m + 0,5 K_c \cdot B))^2} \right] \quad (5)$$

gdzie:

- $\left(\frac{dz}{dt} \right)_{\max}$ – pochodna po czasie siły oporu technologicznego;
- K_w – zapotrzebowanie siłownika hydraulicznego na ciecz;
- K_c – ścisłość cieczy roboczej (kapacytancja).

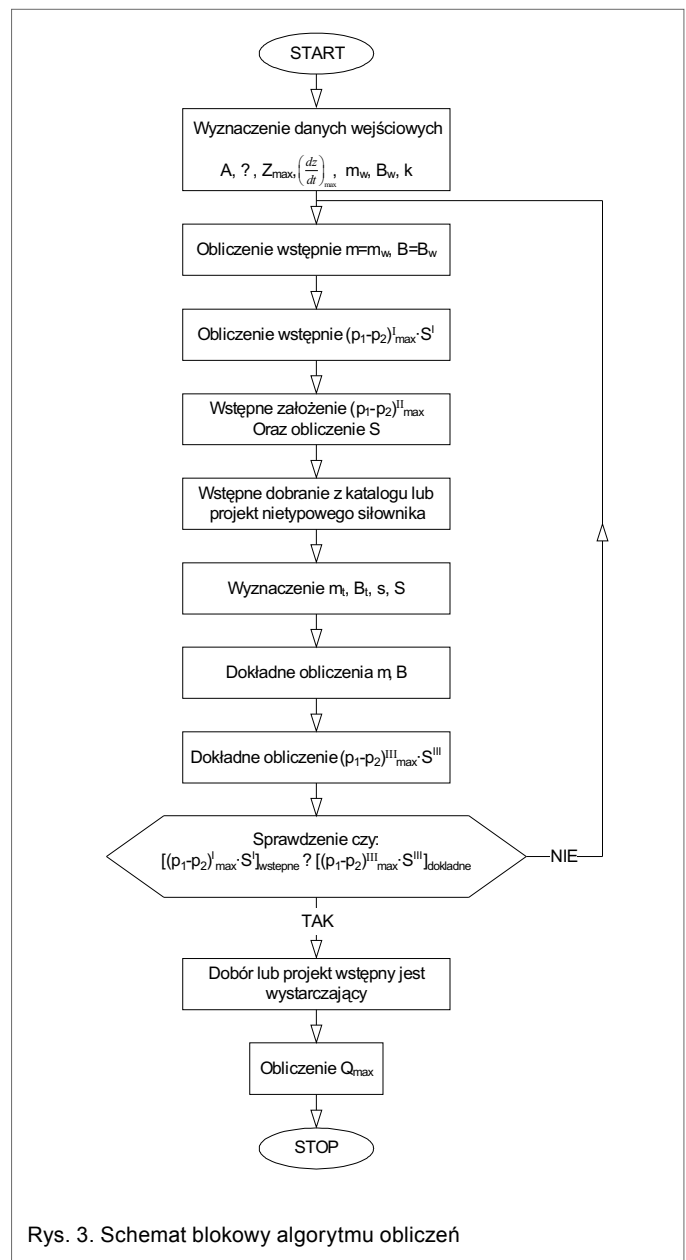
Projektowane urządzenie powinno mieć możliwość generowania drgań, w jak najszerszym zakresie częstotliwości. Rozdzielacz proporcjonalny został dobrany na podstawie trzech parametrów ruchowych wynikających z wymagań siłownika hydraulicznego. Do parametrów tych zalicza się: ciśnienie zasilania, natężenie przepływu oraz pulsację sygnału sterującego. Pod-

czas modelowania można uwzględnić wpływ siły tarcia pomiędzy tłoczyskiem oraz uszczelkami znajdującymi się na czopie i zakończeniach tłoczyska. Całkowita wartość siły tarcia zależy od prędkości tłoczyska, siły napędowej, temperatury oleju oraz możliwego położenia tłoczyska. Jedną z metod jest modelowanie tarcia jako funkcji prędkości, w której całkowita siła tarcia jest rozdzielona na tarcie statyczne (obecne tylko w momencie, kiedy zaczyna się ruch tłoczyska), tarcie coulombowskie (stała siła zależna jedynie od kierunku ruchu) i tarcie wiskotyczne (wartość zależna od prędkości tłoczyska). Efekty tarcia są bardzo trudne do zmierzenia i rzadko można dokładnie wyznaczyć te współczynniki. Przeprowadzając jednak stosunkowo proste testy empiryczne, można dokonać próby ich estymacji. Jedną z metod jest podanie na wejście układu niskoczęstotliwościowych, niskoamplitudowych sinusoidalnych sygnałów sterujących, a następnie wykreślenie przemieszczeń wyjścia przez jeden lub dwa cykle. System z małym tarcieciem powinien odzwierciedlać sygnał wejściowy, jednak obecność tarcia będzie powodowała spłaszczenie górnych partii sinusoidy w momencie, w którym prędkość spadnie poniżej poziomu odpowiadającego pokonaniu występującej siły tarcia coulombowskiego. We wstępnej analizie efekt wycieków jest często pomijany, choć w rzeczywistości może w istotny sposób wpływać na tłumienie i na odpowiedź elementu wykonawczego. Przecieki pojawiają się przy uszczelkach na czopie tłoczyska oraz na końcach siłownika i są proporcjonalne do różnicy ciśnień powstającej na uszczelnieniach.

Procedura doboru parametrów generatora drgań może zostać przedstawiona w postaci schematu blokowego [6] – rys. 3, w którym:

- B_w – współczynnik tarcia lepkiego maszyny wibracyjnej zredukowany na tłok siłownika;
- m_t – masa tłoka siłownika hydraulicznego;
- B_t – współczynnik tarcia tłoka siłownika hydraulicznego;
- T_t – orientacyjna wartość siły tarcia coulombowskiego;
- S – pole powierzchni przekroju przewodu doprowadzającego medium;
- Q_{max} – maksymalne natężenie przepływu.

Stosując się do algorytmu przedstawionego na rys. 3 i po przyjęciu założeń upraszczających i wstępnych, zaprojektowano wzbudnik drgań mechanicznych, który może pracować w zakresie częstotliwości do 136 Hz, realizując przy tym amplitudę przemieszczenia siłownika 0,0005 m, przy założeniu, że wartość siły oporu technologicznego zredukowana na tłok siłownika hydraulicznego wynosi $z_{max} = 4000$ N, masa elementów drgających maszyny wibracyjnej zredukowana na tłok siłownika hydraulicznego $m = 50$ kg, siła oporu tarcia coulombowskiego w maszynie wibracyjnej zredukowana na tłok siłownika hydraulicznego $T_w = 100$ N, współczynnik oporu sprężystego zredukowany na tłok siłownika hydraulicznego $k \approx 0$ N/m. Dokonano również wyboru siłownika hydraulicznego o średnicy tłoka $D = 50$ mm, $d =$ tłoczyska 28 mm i skoku $H = 50$ mm. W układzie została zastosowana pompa PTOZ2 – 40 R o wydajności 40 dm³/min i nominalnym ciśnieniu pracy 25 MPa, chwilowym maksymalnym 32 MPa, szczegółowe parametry podano w [7]. Układ wzbudnika został wyposażony ponadto w zawór przelewowy Parker Hannifin A04R2HZV, o ciśnieniu nominalnym 35 MPa i maksymalnym natężeniu przepływu 60 dm³/min. Średnice przewodów hydraulicznych można dobrać ze względu na dopuszczalne, zalecane prędkości przepływu podane np. w [8]. Ich długości nie powinny być źródłem zbyt dużych



Rys. 3. Schemat blokowy algorytmu obliczeń

strat przepływu oraz nie powinny powodować obniżenia wartości częstotliwości własnej siłownika, poniżej warunku stosowności rozdzielaczy proporcjonalnych podanych m.in. w [2, 9].

Układ sterowania i pomiar przemieszczenia siłownika

Sygnałem wyjściowym w elektrohydraulicznym układzie regulacji może być przemieszczenie liniowe lub kątowe, prędkość liniowa lub kątowa, siła albo moment (ciśnienie). Do pomiaru przemieszczeń najczęściej są stosowane czujniki potencjometryczne, indukcyjne lub półprzewodnikowe z zastosowaniem tensometrów półprzewodnikowych oraz enkodery inkrementalne. Sygnał sprzężenia zwrotnego w omawianym generatorze drgań będzie pochodził od indukcyjnego czujnika przemieszczeń liniowych LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) PJx50. Czujniki transformatorowe wykorzystują zależność indukcyjności wzajemnej od przesunięcia rdzenia. Uzwojenie pierwotne zasilane jest napięciem przemiennym, w uzwojeniach wtórnych (połączonych przeciwobnie) indukowane są napięcia równe co do wartości, lecz przeciwne w fazie w przy-

padku, gdy rdzeń znajduje się w środkowym (zerowym) położeniu. Przesunięcie rdzenia zmienia współczynnik sprzężenia magnetycznego między cewką zasilającą a cewkami stanowiącymi stronę wtórną transformatora. W przypadku przesunięcia rdzenia w lewo lub w prawo w stosunku do punktu zerowego będzie na wyjściu czujnika powstawała różnica proporcjonalna co do wartości przesunięcia. Głównym parametrem, na podstawie którego dobierano przetwornik, był zakres pomiarowy, tak żeby zdołał zmierzyć maksymalny skok tłoka $H = 50$ mm i przewidywana częstotliwość zmian sygnału wielkości mierzonej.

Generator sygnału wejściowego

W ostatnich kilku latach pojawiły się rozwiązania programowo-sprzętowe ułatwiające projektowanie i prototypowanie hydraulicznych układów regulacji. Jednym z poważniejszych problemów występujących w tego typu systemach jest konieczność opracowania i zbudowania modeli wiernie opisujących właściwości dynamiczne automatyzowanych urządzeń i ich regulatorów. W terminologii anglojęzycznej systemy takie nazywane są *Computer Aided Control Systems* – CACS. Przykładem takiego typu oprogramowania jest NI LabVIEW. Oprogramowanie to może obsługiwać karty wejścia/wyjścia (np. zastosowaną daqBoard/2000), co zapewnia jego komunikację w trybie bezpośrednim z obiektem sterowania. Zastosowany program jest graficznym środowiskiem programowania, w którym w odróżnieniu od tekstowych języków programowania, w których kolejne linie kodu określają wykonywanie programu, w LabVIEW wykonywanie aplikacji determinowane jest przez przepływ danych na diagramie (*dataflow programming*) [10]. Każdy instrument wirtualny od strony programowej składa się z dwóch głównych elementów: płyty czołowej przyrządu (*Front Panel*) oraz okna edycji kodu zwanego diagramem (*Block Diagram*). Pomiędzy tymi dwoma obiektami istnieje ścisły związek, bowiem elementy umieszczone na płycie czołowej są reprezentowane przez swoje odpowiedniki na diagramie. Podobnie wyniki działania poszczególnych funkcji mogą być wizualizowane na płycie czołowej. Zastosowano kartę daqBoard/2000 firmy IOtech, która jest wielofunkcyjną kartą pomiarową współpracującą m.in. z zastosowanym oprogramowaniem. Przetwornik A/C 16-bitowy, 200 kHz umożliwia próbkowanie z taką prędkością do 256 wejść analogowych. Ponadto karta wyposażona jest w 16-bitowy przetwornik C/A, 40 wejść /wyjść cyfrowych oraz 4 wejścia licznikowe. Karta montowana jest do magistrali PCI komputera klasy PC. Wszelkie dane pomiędzy kartą a komputerem przesyłane są dzięki zaprojektowanym w karcie interfejsom pozwalającym odebrać, wysłać dane, obsługiwać przerwania oraz bezpośredni dostęp do pamięci (DMA – *Direct Access Memory*). Karta wyposażona jest w pamięć FIFO (*First Input First Output*), czyli komórki pamięci, do których dostęp jest szybszy niż do danych zapisywanych na dyskach twardych. Kolejują one bity, które w danym momencie nie mogą być przesłane do magistrali PCI lub wystawione na pin karty. 100-pinowe przyłącze P4 zapewnia dostęp do wszystkich sygnałów wejściowych i wyjściowych (I/O) poprzez jedną taśmę CA-195 i jeden slot PCI. Przyłącze P4 jest logicznie dzielone na trzy porty:

- P1 – port wejść analogowych 16/8 (w trybie *Single Ended* w trybie różnicowym);
- P2 – port ogólnego przeznaczenia cyfrowych I/O z 24 liniami lub port cyfrowych rozszerzeń I/O kontrolujących do 192 linii zewnętrznych;

- P3 – 16-bitowy port cyfrowych I/O, liczników wejściowych, wyjść zegarowych i wyjść analogowych.

Ponadto do współpracy (podłączenie poprzez P4) zastosowanej karty z elementem wykonawczym (np. zawór DIFP) niezbędny jest blok połączeniowy. W projektowanym generatorze drgań zastosowano blok połączeniowy z zaciskami śrubowymi (do podłączenia sygnałów – P1, P2) DBK202, który umożliwia połączenie cyfrowego sygnału wejściowego zadanego przy pomocy komputera i środowiska LabVIEW z dalszą częścią elektronicznych układów sterujących pracą wzbudnika (II).

W zaproponowanym środowisku programowania można zbudować elektryczny sygnał sterujący o założonej postaci:

$$x[n] = DC + (A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot n)) \quad (6)$$

gdzie:

DC – składowa stała sygnału zadanego;

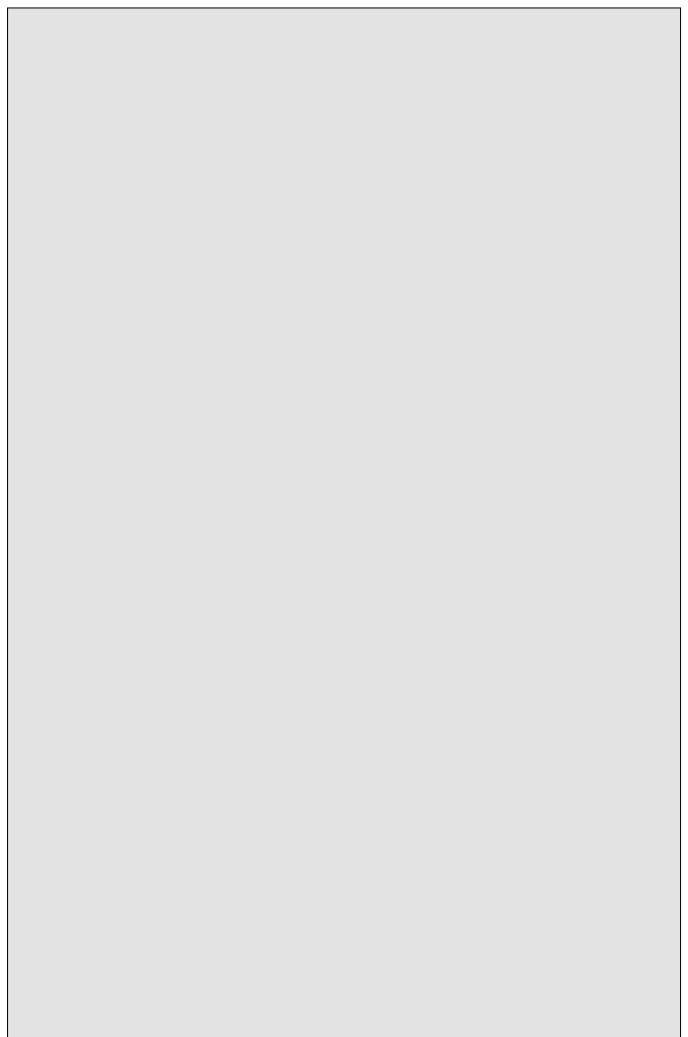
A – amplituda sinusoidy w [V];

f – częstotliwość sinusoidy w [Hz];

$n = t$ – czas próbkowania w [s].

Na podstawie przedstawionego algorytmu zaprojektowano wzbudnik drgań mechanicznych, w którym przebieg zmiany maksymalnego natężenia przepływu (ujmującego wydajność pompy, przecieki w układzie oraz przepływ wywołany pojemnością) w funkcji częstotliwości można przedstawić jak na rys. 4 – zależność (5).

reklama

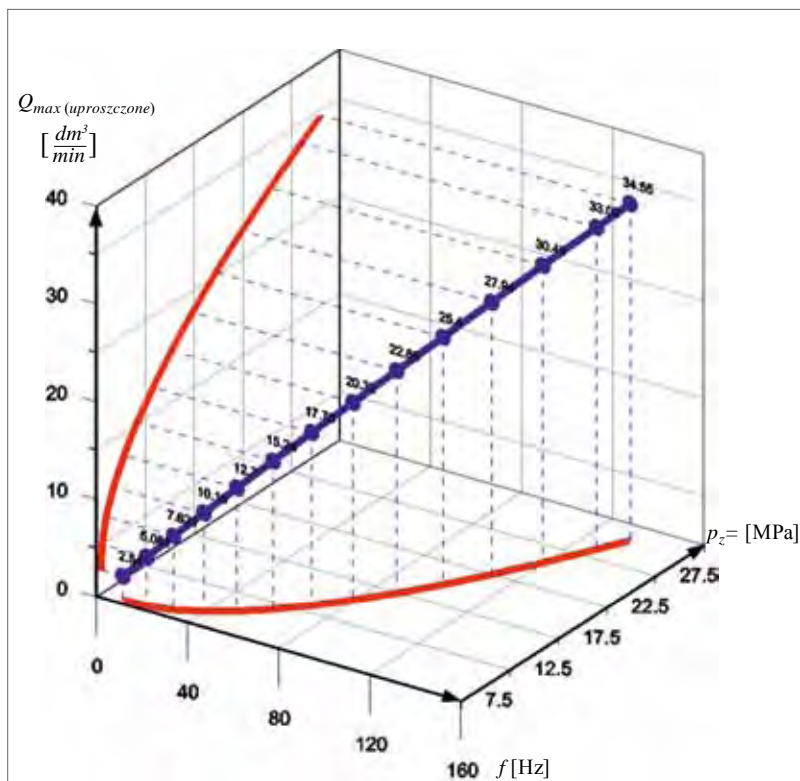


Natomiast przebieg zmiany uproszczonego natężenia przepływu (ujmującego tylko parametry geometryczne i ruchowe siłownika) w funkcji częstotliwości podano na rys. 5. Ponadto na rysunku tym widać zmianę ciśnienia zasilania wraz ze zmianą częstotliwości.

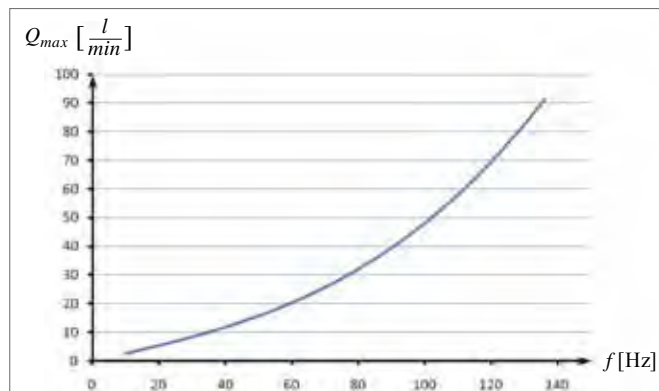
Podsumowanie

Projektowany wzbudnik drgań mechanicznych ma możliwie największy zakres pracy w zakresie częstotliwości. Wiąże się to z dużymi wymogami dotyczącymi układu zasilania hydraulicznego. Aby móc uzyskać jak najlepsze osiągi pracy dla stałej amplitudy 0,0005 m, powinno się zastosować pompę o możliwie jak największym przepływie nominalnym i ciśnieniu nominalnym. Stwierdzono zatem, że zakres częstotliwości pracy zaprojektowanego wzbudnika drgań zależy w głównej mierze od układu zasilania (wydajność pompy i jej ciśnienie pracy), od parametrów geometrycznych napędzanego siłownika i właściwości dynamicznych zaworu sterującego pracą odbiornika hydraulicznego (w tym przypadku rozdzielacza proporcjonalnego DIFP). Tak więc możliwości układu określone są właściwościami poszczególnych elementów. Zadając wartości początkowe, z góry były narzucone „warunki brzegowe”, których w dalszych etapach należało się trzymać zarówno przy obliczeniach, jak i doborze elementów układu. Należało przy tym stosować się do obowiązujących norm oraz stosować najbliższe przybliżenia otrzymanych wyników w dalszych rachunkach. Do realizacji zadania generowania drgań mechanicznych wykorzystany może zostać również odpowiednio dobrany wzmacniacz elektrohydrauliczny.

Przedstawiono ponadto schemat układu sterowania (II część generatora wibracji – rys. 2) oraz zaproponowano stworzenie tego układu z wykorzystaniem karty daqBoard/2000 oraz środowiska LabVIEW. Środowisko to umożliwia projektowanie sygnałów sterujących o różnorodnych postaciach, a głównym ograniczeniem są tu parametry układu wykonawczego (części hydraulicznej).



Rys. 5. Trójwymiarowy wykres zależności uproszczonego natężenia przepływu od częstotliwości oraz ciśnienia zasilania od częstotliwości



Rys. 4. Zależność maksymalnego natężenia przepływu od częstotliwości przy stałej amplitudzie $A = 0,0005$ [m] dla siłownika hydraulicznego o tłoku 50 [mm] i tłoczysku 28 [mm]

Literatura

- [1] TOMASIAK E., KLARECKI K.: *Stosowanie techniki sterowania proporcjonalnego*. „Napędy i Sterowanie”, nr 10/2008.
- [2] TOMASIAK E.: *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- [3] PIŻOŃ A.: *Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne (WNT), Warszawa 1995.
- [4] Karta katalogowa zaworu DIFP Parker Hannifin — HY11-3290/UK 2003.
- [5] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1992.
- [6] JĘDRZYKIEWICZ Z.: *Podstawy syntezy stopnia mocy wibratorów elektrohydraulicznych*. „Sterowanie i napęd hydrauliczny”, nr 1/2003, Wrocław.
- [7] LIPSKI J.: *Napędy i sterowania hydrauliczne*. WKŁ. Warszawa 1981.
- [8] OSIECKI A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. WNT, Warszawa 1998.
- [9] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Elektrohydrauliczne układy sterowania i regulacji w technice proporcjonalnej*. „Napędy i Sterowanie”, nr 04/2003.
- [10] TŁACZAŁA W.: *Środowisko LabVIEW w eksperymencie wspomaganym komputerowo*. WNT, Warszawa 2002.

dr inż. Michał Stosiak – Zakład Napędów i Automatyki Hydraulicznej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska;
inż. Przemysław Cichoń – magistrant w Zakładzie