

MAREK GOZDALIK

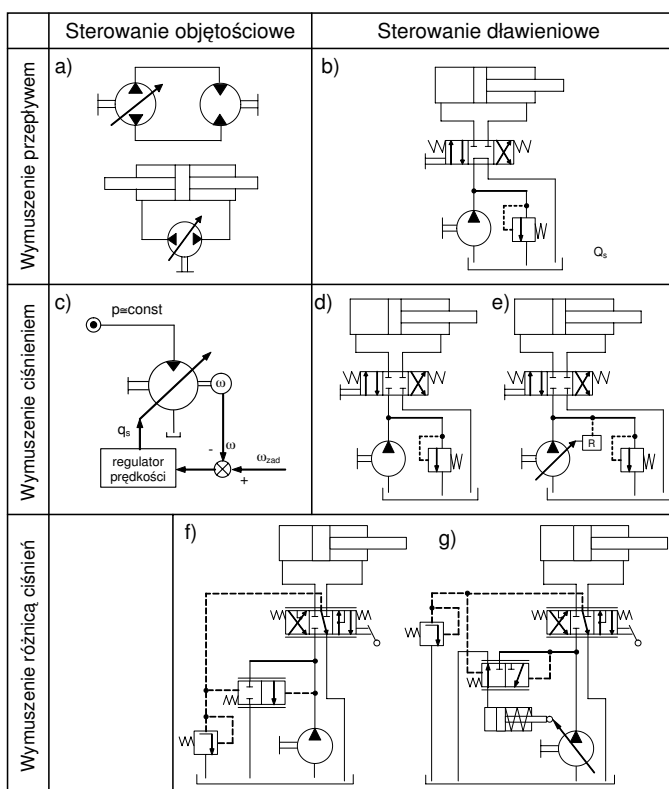
Agregat hydrauliczny z nienastawną pompą z regulowanym napędem elektrycznym

Wprowadzenie

Za kryteria podziału układów hydrostatycznych przyjmuje się m.in. sposób sterowania prędkością odbiornika hydraulicznego (silnika/siłownika) oraz charakter zasilania, tj. źródła ciśnienia i przepływu. Według kryterium pierwszego, układy dzielimy na sterowane objętościowo lub dławieniowo, natomiast źródło zasilania układu może pracować zgodnie z zasadą wymuszonego przepływu lub wymuszonego ciśnienia (spadku ciśnienia). Na rysunku 1 przedstawiono wybrane układy hydrostatyczne, najczęściej stosowane, (przykład z jednym odbiornikiem) podzielone na grupy zgodnie z wymienionymi kryteriami. Zaproponowany podział nie wyczerpuje wszystkich możliwych konfiguracji sposobów sterowania odbiornika oraz źródła ciśnienia i przepływu.

W układach z wymuszeniem strumieniem przepływu, pompa (lub układ pompa–rozdzielacz) generuje wymagany przez odbiorniki strumień cieczy (powiększony o przecieki) niezależnie od poziomu obciążenia. W układach z wymuszeniem ciśnieniem pompa (albo układ pompa–zawór przelewowy–rozdzielacz) utrzymuje wymagany poziom ciśnienia zasilania, niezależnie od poboru strumienia cieczy roboczej przez odbiorniki. W obu przypadkach, niezależnie od sposobu sterowania odbiornikiem, stosuje się, jako źródło zasilania, systemy z pompą o stałej lub zmiennej wydajności. Korzystniejsza energetycznie jest druga kategoria układów bez strat strukturalnych, będących wynikiem niedostosowania ilości cieczy tłoczonej przez pompę do pojemności odbiorników. Wytwarzanie przez pompę odpowiedniego strumienia cieczy może odbywać się zarówno przez zmianę wydajności jednostkowej pompy q_p , jak również prędkości jej napędu ω_p .

Dr inż. Marek Gozdalik – Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej.



Rys. 1. Podział układów według sposobu sterowania źródła ciśnienia i przepływu oraz sterowania odbiornikiem: a – układy napędu indywidualnego przeważnie o obiegu zamkniętym, b – układy z pompą o stałej wydajności i rozdzielaczami systemu „open-center”, c – układy z silnikiem hydraulicznym w systemie sterowania wtórnego, d – układy z pompą o stałej wydajności i rozdzielaczami w systemie „closed-center”, e – układy z pompą o zmiennej wydajności z regulatorem ciśnienia (DR), f – układy load sensing z pompą o stałej wydajności, g – układy load sensing z pompą o zmiennej wydajności

$$Q_p = q_p \omega_p \eta_{vp} \quad (1)$$

gdzie: Q_p – rzeczywiste objętościowe natężenie przepływu generowane przez pompę (strumień pompy); ω_p – prędkość

kość kątowna napędu pompy, η_{vp} – sprawność wolumetryczna pompy.

Sposób wytwarzania zmiennego strumienia cieczy przez zmianę prędkości obrotowej pompy nie należy do nowych, jest bowiem stosowany powszechnie w tzw. hydraulice mobilnej z pierwotnym napędem spalinowym (mechanizmy jazdy) [7]. W hydraulice stacjonarnej nie rozwijano tego typu sterowania ze względu na niezadowalające właściwości oraz możliwości układów sterowania prędkością napędu elektrycznego, ich złożoność i oczywiście wysoką cenę. Tymczasem, rozwój falownikowych napędów elektrycznych i stosowanej w nich techniki cyfrowej, a także spadające ceny tych urządzeń sprzyjają stosowaniu hydrostatycznych układów napędowych, w których wykorzystuje się zasadę zmiennego strumienia cieczy z nienastawnej pompy.

W największym skrócie można postawić następującą tezę: zastosowanie w układzie hydraulicznym pompy o stałej wydajności, napędzanej ze zmienną prędkością obrotową za pomocą regulowanego napędu elektrycznego (silnika asynchronicznego prądu przemiennego lub serwowo-rotora asynchronicznego czy synchronicznego zasilanego z przetwornika częstotliwości), w miejsce klasycznego rozwiązania z pompą nastawną napędzaną ze stałą prędkością obrotową, zapewni [4]:

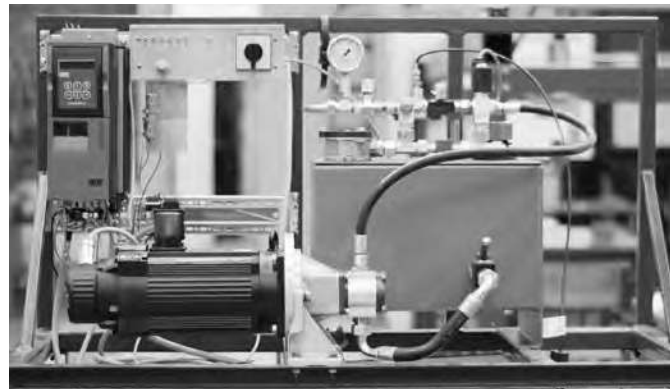
- wystarczającą, a nawet dużą dynamikę zmian strumienia cieczy,
- dobrą jakość regulacji napędu hydrostatycznego,
- energooszczędność (mniejszy pobór mocy, zwłaszcza przy obciążeniu częściowym i w trybie stand-by),
- niski poziom emisji hałasu.

Nienastawną pompę z regulowanym napędem elektrycznym można stosować jako źródło o wymuszonym przepływie w sterowanym objętościowo napędzie indywidualnym (układy grupy „a”). Ponadto tego typu rozwiązanie można zastosować w wielodbiornikowych napędach z wymuszeniem ciśnienia albo różnicą ciśnień o sterowaniu dławieniowym, czyli w miejsce pompy z regulatorem ciśnienia (DR) lub pompy LS (układy z grup „e” i „g”). Niewykluczone jest także wykorzystanie systemu zasilania jako generatora stałego ciśnienia dla sieci stałociśnieniowych (grupa „c”). Możliwość zastosowania w danym napędzie hydrostatycznym pompy o stałej wydajności jednostkowej, napędzanej ze zmiennymi obrotami uwarunkowana jest min. przez wymagane własności dynamiczne w odpowiednich układach sterowania i regulacji. Pod pojęciem dynamiki należy rozumieć szybkość zmiany strumienia generowanego przez pompę dQ_p/dt , która przy założeniu stałej sprawności objętościowej proporcjonalna jest do przyspieszenia kątownego silnika (2), a więc jest tożsama z dynamiką wirnika silnika elektrycznego.

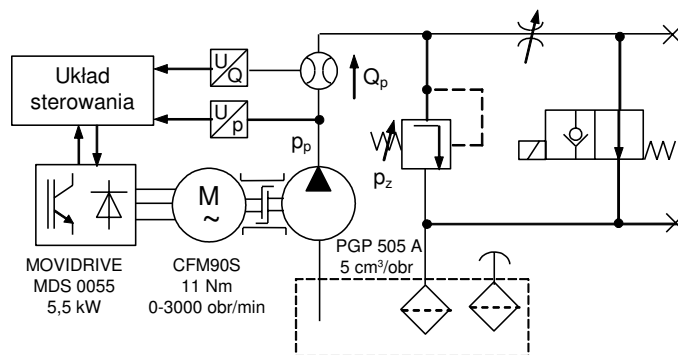
$$\frac{dQ_p}{dt} = \frac{d(q_p \omega_p \eta_{vp})}{dt} = q_p \eta_{vp} \frac{d\omega_p}{dt} = K \frac{d\omega_p}{dt} \quad (2)$$

Stanowisko eksperymentalne

W Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej specjalizującej się w napędach elektrycznych i hydrostatycznych trwają prace badawcze dotyczące m.in. opisywanej koncepcji źródła zasilania układów hydrostatycznych. Zbudowano eksperymentalny agregat (rys. 2) składający się z pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym PGP505A0050 o wydajności jednostkowej $5 \text{ cm}^3/\text{obr}$, napędzanej serwowmotorem synchronicznym prądu przemiennego z magnesami trwałymi CFM90S (11 N×m, 3000 obr/min) zasilanym z przetwornicy napędowej MDS 0055 (5,5 kW) [8], [9]. Do obciążenia układu zastosowano zawór dławiaczy lub przelewowy, natomiast sterowany elektromagnesem zawór odcinający umożliwia wprowadzanie skokowych zmian wymuszeń. Komputer przemysłowy posłużył jako nadrzędny, względem falownika, układ sterowania i regulacji wielkości w obwodzie hydraulicznym (rys. 3). Do pomiarów wykorzystano tensometryczny czujnik ciśnienia, turbinkowy miernik przepływu oraz stację akwizycji danych złożoną z wielokanałowego wzmacniacza Spider8 i komputera pomiarowego z oprogramowaniem Catman. Do pomiaru i rejestracji przebiegów prędkości obrotowej, także momentu serwowo-rotora użyto falownika i narzędzia SCOPE oprogramowania SEW-MOVITOOLS.

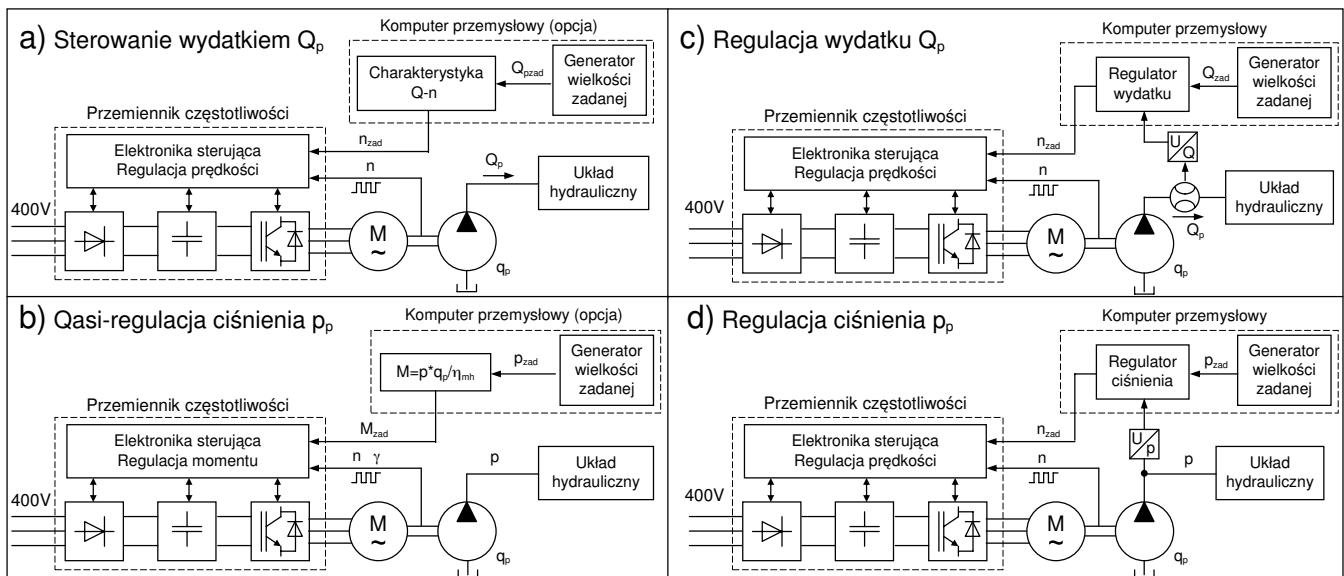


Rys. 2. Stanowisko eksperymentalne z agregatem



Rys. 3. Schemat stanowiska eksperymentalnego

Zastosowanie dodatkowego, zewnętrznego układu sterowania – komputera przemysłowego lub sterownika PLC – umożliwia zestawienie czterech podstawowych układów sterowania i regulacji (rys. 4):



Rys. 4. Schematy układów sterowania i regulacji

- a) sterowanie objętościowym natężeniem przepływu Q_p ,
- b) quasi-regulacja ciśnienia przez regulację momentu silnika
- c) regulacja objętościowego natężenia przepływu Q_p ,
- d) regulacja ciśnienia.

Sterowanie strumieniem natężenia przepływu (rys. 4a) i quasi-regulacja ciśnienia (rys. 4b) nie wymagają instalowania sensorów w układzie hydraulicznym, możliwa jest ich praca bez zewnętrznego sterownika. W pierwszym przypadku silnik pracuje w układzie regulacji prędkości (albo sterowania prędkością, jeśli użyty zostanie silnik bez enkodera), z możliwością wykorzystania charakterystyki $Q-n$ pompy do poprawy dokładności statycznej (opcja z komputerem przemysłowym). Informacja z falownika (jeżeli jest dostępna) o bieżącej wartości momentu silnika elektrycznego (proporcjonalnego do ciśnienia na pompie) pozwala na kompensację zmian sprawności wolumetrycznej w funkcji obciążenia. Wykorzystanie zależności między spadkiem ciśnienia a momentem pompy umożliwia sterowanie ciśnieniem na jej wyjściu przez kontrolę momentu na wale silnika elektrycznego. Praca przebiennika częstotliwości w trybie regulacji momentu pozwala zatem na quasi-regulację ciśnienia zasilania układu hydrostatycznego, a wprowadzenie kompensacji zmian sprawności mechaniczno-hydraulicznej pompy w funkcji obciążenia a na poprawę dokładności statycznej nastawionego ciśnienia. Pozostałe dwa układy wymagają sprzężenia zwrotnego od przepływu lub ciśnienia. Wykorzystując właściwości napędu falownikowego w łatwy sposób można zrealizować funkcję ogranicznika mocy albo regulacji według zasady stałej mocy. Do określenia podstawowych cech dynamicznych napędu zbadano jego pracę w dwu pierwszych układach – bezpośredniego sterowania wydajnością i ciśnieniem, bez użycia dodatkowego sterownika zewnętrznego. Wyeliminowano w ten sposób wpływ stałych czasowych zewnętrznego układu regulacji i dodatkowych sensorów

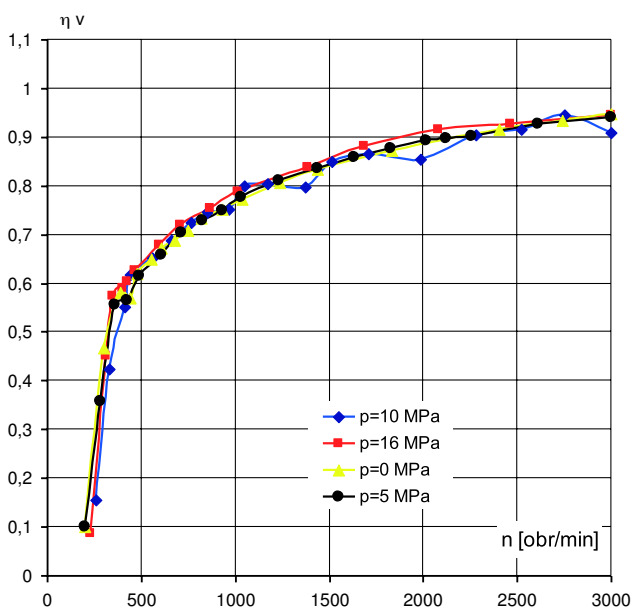
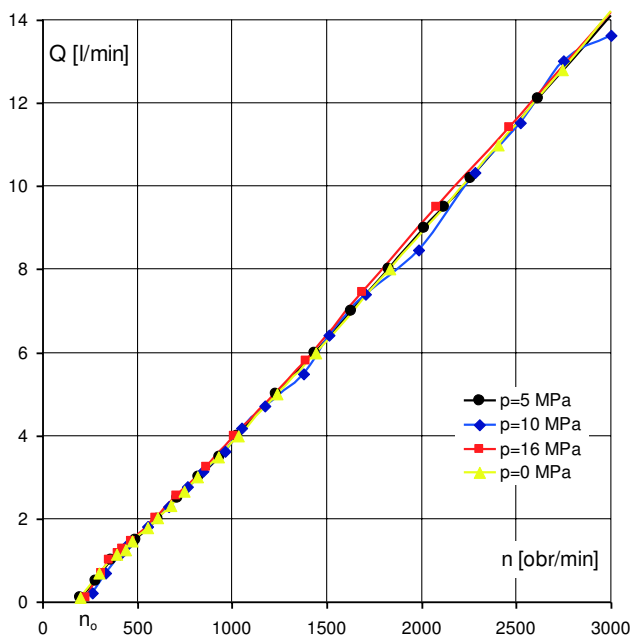
w układzie hydraulicznym na otrzymywane wyniki, ale kosztem mniejszej dokładności statycznej.

Właściwości dynamiczne agregatu – źródła przepływu i ciśnienia

Jedną z pierwszych czynności po uruchomieniu napędu było określenie charakterystyk sprawnościowych fabrycznie nowej jednostki hydrostatycznej. Charakterystyki te, łącznie z późniejszymi wynikami pomiarów podczas eksploatacji napędu, posłużą do oceny stopnia i intensywności zużycia pompy pracującej w warunkach nieprzewidzianych przez producenta, czyli z niskimi obrotami pod obciążeniem [4]. Najbardziej interesujący, ze względu na badany system, jest przebieg wydajności pompy i sprawności wolumetrycznej w funkcji prędkości obrotowej (rys. 5).

Minimalna prędkość n_0 potrzebna do tłoczenia cieczy do układu przez pompę mieści się w granicach 200–250 obr/min, w zależności od poziomu obciążenia oraz lepkości (olej HL-46, temperatura oleju 30–50 °C) i jest w przybliżeniu dwukrotnie niższa podawanej w katalogach prędkości minimalnej wynoszącej 500 obr/min. Minimalna prędkość n_0 , przy której pompa zaczyna tłoczyć mierzalną ilość cieczy do układu mieści się w granicach 200–250 obr/min, w zależności od poziomu obciążenia i lepkości cieczy (olej HL-46, temperatura oleju 30–50 °C) i jest w przybliżeniu dwukrotnie niższa od prędkości minimalnej $n_{min} = 500$ obr/min podawanej w katalogach.

Charakterystyka $n-Q$ jest bardzo zbliżona do charakterystyki liniowej dla całego zakresu ciśnień roboczych, co jest bardzo korzystne dla sterowania wydajnością pompy w układzie otwartym. Jeżeli do zaakceptowania, ze względu na właściwości energetyczne, uzna się sprawność wolumetryczną powyżej 50%, to użyteczny zakres obrotów rozpoczyna się od prędkości ok. 300 obr/min (rys. 5). Maksymalnej prędkości zainstalowanej pompy $n_{max} = 4000$ obr/min nie można osiągnąć w układzie, ze względu na ograni-

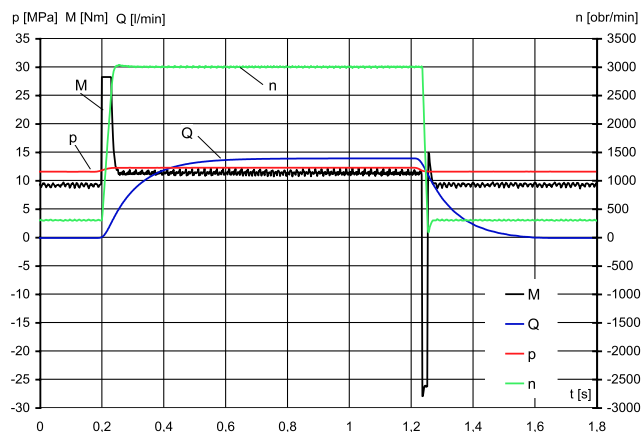


Rys. 5. Przebieg charakterystyki n-Q i odpowiadającej jej sprawności wolumetrycznej w funkcji obrotów dla pompy PGP505A0050

czenie nominalnej prędkości serwomotoru, wynoszącej 3000 obr/min. Obecnie są dostępne serwonapędy osiągające prędkości 4500 obr/min i wyższe, ale w praktyce nie zaleca się stosowania podawanych w katalogach prędkości maksymalnych pomp, ze względu na wysoką emisję hałasu, a także trudności zasymania cieczy (spadek sprawności objętościowej, niebezpieczeństwo powstania kawitacji) i zmniejszoną trwałość jednostki.

Podstawowym wskaźnikiem dynamiki źródła zmiennego przepływu jest szybkość zmiany wydajności od zera do wartości maksymalnej, mierzona np. jako czas odpowiedzi na wymuszenie wartości zadanej w układzie sterowania/regulacji strumienia. W układzie otwartym sterowania objętościowym natężeniem przepływu Q_p (rys. 4a) bezpośrednią wielkością zadaną napędu są obroty silnika elek-

trycznego. Wykonano wiele badań na stanowisku eksperymentalnym, wprowadzając skokowe zmiany zadanych obrotów silnika dla różnych poziomów obciążenia napędu i dodatkowo zakłócenia w postaci zmiany wartości ciśnienia. Aby wykorzystać maksymalny moment napędowy układu silnik-falownik, czasy „ramp” przetwornicy napędowej ustawiono na wartość minimalną. Przykład odpowiedzi układu na skokowe zmiany wartości prędkości zadanej w zakresie 300–3000 obr/min dla ciśnienia ok. 12 MPa, obciążającego silnik elektryczny momentem równym w przybliżeniu nominalnemu momentowi trzymającemu $M_0 = 11 \text{ N}\times\text{m}$, pokazano na rys. 6. Na wykresie zamieszczono przebiegi czasowe prędkości obrotowej serwomotoru: zadaną i rzeczywistą, przebieg momentu silnika, ciśnienia na wyjściu z pompy oraz objętościowego natężenia przepływu Q_p . Ze względu na dużą wartość stałej czasowej użytego przepływomierza turbinkowego, zarejestrowany i zamieszczony na rysunkach przebieg strumienia nie oddaje stanu rzeczywistego w stanach przejściowych, lecz dostarcza tylko informacji o wartości średniego przepływu w stanie ustalonym. Rzeczywisty charakter zmian strumienia pompy w czasie jest zgodny z przebiegiem prędkości obrotowej silnika, z dokładnością odnoszącą się do zmiany objętości wynikającej ze ściśliwości cieczy.



Rys. 6. Układ sterowania wydajnością. Odpowiedź na skok wartości zadanej 300–3000 obr/min

Dla nominalnego obciążenia silnika pierwotnego skok prędkości od wartości minimalnej dla pompy (n_0) do poziomu nominalnych obrotów serwomotoru – czemu odpowiada skok wydajności od zera do wartości maksymalnej – wynosił podczas rozruchu 42 ms i przy hamowaniu 22 ms. Krótszy czas zmniejszania wydajności do zera jest związany z czynnym oddziaływaniem momentu od ciśnienia na dynamikę ruchu wirnika silnika. Na przebiegu momentu silnika podczas rozruchu wyraźnie widać działanie ograniczenia maksymalnego momentu ok. $28 \text{ N}\times\text{m}$, realizowane przez układ elektroniczny falownika. Prędkość zmiany wydajności w określonych warunkach bilansu przepływu determinuje cechy dynamiczne układu, jako źródła ciśnienia. Aby uzyskać zadaną zmianę poziomu ciś-

nienia Δp , pompa musi podać do układu (lub odebrać z układu) dokładnie taką ilość cieczy ΔV_p , jaka wynika z jej ściśliwości (zastępczego modułu ściśliwości układu) ΔV_c i dodatkowo zmieniającego się zapotrzebowania na ciecz odbiornika ΔV_{odb} , np. zmiana przepływu przez dławik pod wpływem zmiany ciśnienia (3):

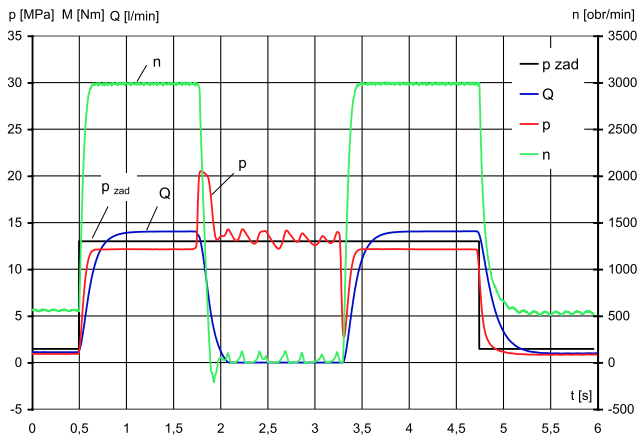
$$\Delta V_p = \Delta V_c + \Delta V_{odb} = c \cdot \Delta p + \Delta V_{odb} \quad (3)$$

gdzie: c – pojemność hydrauliczna (kapacytancja) obwodu tłoczego pompy, m^3/N ,

Dynamika układu regulacji ciśnienia jest powiązana bezpośrednio z dynamiką zmiany wydajności pompy i pojemnością hydrauliczną układu według zależności (4):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{c} \cdot (Q_p - Q_{odb}) \quad (4)$$

Mierzalnym parametrem dynamiki pompy, jako regulowanego źródła ciśnienia, jest czas odpowiedzi na wymuszenie skokowe wartości zadanej w układzie sterowania/regulacji ciśnienia. W otwartym układzie sterowania ciśnieniem (rys. 4b) bezpośrednią wielkością zadaną jest moment silnika elektrycznego, w warunkach ustalonych, proporcjonalny do spadku ciśnienia na pompie. Podczas licznych badań wprowadzano skokowe zmiany zadanego momentu silnika (odpowiadające zadanemu ciśnieniu w układzie) dla różnych poziomów wydajności pompy w stanie ustalonym. Badano także reakcję układu na zakłócenie mające postać zmiany strumienia odbiornika.



Rys. 7. Układ sterowania ciśnieniem; odpowiedź na skok wartości zadanej 1,5–13 MPa i zakłócenie w postaci nagłego odcięcia odpływu

Przykładową odpowiedź układu quasi-regulacji ciśnienia na skok wartości zadanej 1,5–13 MPa i zakłócenie nagłym odcięciem odpływu pokazano na rys. 7. Na wykresie zamieszczono przebiegi czasowe: zadanego i rzeczywistego ciśnienia na wyjściu z pompy, obrotów oraz wydajności pompy. Podobnie jak na rys. 6, zaprezentowane przebiegi wydajności pompy nie oddają rzeczywistego charakteru zmian w stanach dynamicznych, gdyż obarczone są wpływem stałej czasowej przepływomierza. Jako obciążenie posłużył nastawny dławik, stąd zmiana zapotrzebowania odbiornika na ciecz przy zmianie ciśnienia. Przedstawiona

sytuacja jest najmniej korzystna dla pracy generatora, bowiem pompa oprócz objętości ΔV_c (proporcjonalnej do zadanego przyrostu ciśnienia i pojemności hydraulicznej układu) musi pokryć dodatkowo wzrost natężenia przepływu odbiornika od małej wartości do wydajności maksymalnej (3). Dla tak ekstremalnego przypadku czasy wyregulowania ciśnienia w górę i w dół wynoszą odpowiednio 140 i 180 ms, co należy uznać za wartości bardzo dobre. Przy skokowym odcięciu odpływu, symulującym nagłe zatrzymanie odbiorników i przejście w tryb „trzymania” obciążenia, wzrost ciśnienia (wywołany zakłóceniem bilansu przepływu) był na tyle szybki, że zdążył zadziałać zawór maksymalny ustawiony na 20 MPa. Podobnie dzieje się w układach z pompą o zmiennej wydajności wyposażoną w regulator skoku zerowego (z niem. Nullhubregler) [5], [7]. Przy gwałtownym wzroście ciśnienia, serwonastawnik zmiany wydajności nie jest w stanie na tyle szybko wysterować pompy w kierunku zera, aby na krótko nie zadziałał klasyczny układ zabezpieczenia zaworem przelewowym. Taka reakcja układu nie zaskakuje, gdyż prędkość zmian wydajności uzyskiwana przez zmianę obrotów obciążonej pompy nie przewyższa wyraźnie dynamiki układów z pompą nastawną o porównywalnej wielkości. Widoczny uchyb statyczny ciśnienia (odchyłka rzeczywistego ciśnienia od wartości zadanej w stanach ustalonych) wynika głównie z nieuwzględnienia sprawności mechaniczno-hydraulicznej pompy i strat momentu silnika elektrycznego przy zadawaniu momentu w układzie quasi-regulacji ciśnienia.

Oscylacje ciśnienia wokół wartości zadanej, gdy brak zapotrzebowania odbiorników na ciecz, wynikają z tego, że układ łączy się cyklicznie (z częstotliwością ok. 5Hz), uzupełniając tylko bardzo niewielkie przecieki. Wał pompy wykonuje wówczas ruchy wahadłowe maksymalnie do kilkudziesięciu stopni z prędkością szczytową nieprzekraczającą 100 obr/min. Jedynym słyszalnym dźwiękiem eksploatowanego w tym trybie napędu jest szum wentylatora przetwornicy napędowej, a widoczną oznaką pracy układu hydraulicznego wskazówka manometru, drgająca w pobliżu wartości zadanej ciśnienia. Ponownemu włączeniu pełnego strumienia odpływu cieczy towarzyszył chwilowy spadek wartości ciśnienia do poziomu ok. 3 MPa. Skokowe odcięcie odpływu (chwilowy nadmiar generowanego strumienia w stosunku do zapotrzebowania) daje krótkotrwałą zmianę kierunku wirowania pompy (ok. 200 obr/min), która stara się wówczas odebrać z układu nadmiar cieczy, przyspieszając fazę ograniczania piku ciśnienia. W razie potrzeby, można w falowniku ograniczyć poziom obrotów ruchu nawrotnego pompy lub całkowicie wyeliminować to zjawisko. Dynamika układu regulacji ciśnienia zależy w dużej mierze od pojemności hydraulicznej, jakiegokolwiek porównania pomiędzy różnymi układami bez znajomości stosunku wydajności pompy do pojemności układu nie są miarodajne.

Badania dynamiki w układach sterowania wydajnością (regulacji prędkości silnika) i sterowania ciśnieniem (regulacja momentu) wykonano z tzw. pierwotnymi parametrami regulatorów falownika, określonymi przez jego własny algorytm podczas pierwszego uruchomienia. Możliwość zmian w szerokim zakresie licznych parametrów przemiennika częstotliwości, w tym nastaw jego regulatorów, stwarza pewne rezerwy wpływające na poprawę dynamiki i możliwości dostrojenia właściwości napędu do konkretnych aplikacji. Bardzo istotną cechą generatora o zmiennych obrotach jest bardzo duży wpływ poziomu obciążenia napędu oraz parametrów konfiguracji silnik–falownik na dynamikę zmiany wydajności. Jeśli obciążenie jest częściowe, to układ reaguje wyraźnie szybciej niż wówczas, gdy ciśnienie ma wartość nominalną. Zastosowany w napędzie serwomotor dysponuje fizycznie możliwością 3,6-krotnego przeciążenia (stosunek maksymalnego, dopuszczalnego przez krótki czas momentu do momentu trzymającego M_0). Ze względu na ograniczenie maksymalnego prądu falownika (150% wartości nominalnej, możliwe było uzyskanie tylko 2,5-krotnego przeciążenia silnika. Pełne wykorzystanie dynamiki użytego serwomotoru jest możliwe dopiero dla konfiguracji z przemiennikiem częstotliwości o prądzie znamionowym 2,4-krotnie większym od prądu znamionowego silnika (użyty na stanowisku falownik ma krotność 1,7), co wiąże się ze znacznym zwiększeniem kosztów zestawu.

Właściwości eksploatacyjne napędu

Eksploatacyjnym problemem, wymagającym odrębnych badań, jest trwałość obciążonej pompy pracującej w zakresie niskich i bliskich zeru prędkości obrotowych [4]. Występować może wtedy chwilowy lub nawet ciągły zanik filmu smarnego i hydrodynamicznej siły nośnej pomiędzy ruchomymi elementami, co wywołuje przyspieszone zużycie cierne. Dotyczy to przypadku, gdy cykl pracy maszyny zasilanej przez agregat zawiera stosunkowo długie okresy pracy z małym lub zerowym zapotrzebowaniem na ciecz przy jednocześnie wysokim ciśnieniu. Dodatkowo wynikają trudności chłodzenia pompy na skutek niedostatecznego lub zupełnego braku przepłukania jej własnym strumieniem. Doraźnie można temu zaradzić, jeśli zmniejszone zostanie ciśnienie robocze układu, w porównaniu z wartością ciśnienia pompy podawaną w katalogach, z pełnymi tego konsekwencjami dla pozostałych elementów układu hydraulicznego (gorszy masowy wskaźnik gęstości mocy) lub wprowadzi się upust pewnej minimalnej ilości cieczy pod ciśnieniem, co obarczone jest z kolei stratami strukturalnymi. Trudności z odprowadzaniem ciepła mogą dotyczyć również zasilanego z falownika silnika asynchronicznego w wersji bez chłodzenia obcego. W doborze takiego silnika powinno się uwzględnić ograniczone działanie wentylatora przy niskich obrotach [8]. Nie dotyczy to zastosowanego w agregacie laboratoryjnym napędu, gdyż synchroniczne silniki prądu przemiennego z magnesami

trwałymi nie mają wentylatorów ze względu na inną charakterystykę strat.

Przestrzegając zaleceń producenta pompy odnośnie minimalnej katalogowej prędkości ($n_{\min} = 500$ obr/min), uzyskuje się szeroki zakres zmiany wydajności, który dla opisywanego napędu wynosi ok. 1:8 (1,5–14 l/min). W średnich i większych pompach zębatych prędkość nominalna rzadko osiąga poziom 3000 obr/min. Ze względów technicznych i ekonomicznych najlepiej zatem zastosować do ich napędu silniki indukcyjne czterobiegunowe (1500 obr/min), a w razie potrzeby rozszerzyć zakres obrotów w górę stosując częstotliwości wyjściowe falownika powyżej 50/87 Hz (Y/Δ), jeśli poziom obciążenia pozwoli na pracę w obszarze osłabionego strumienia magnetycznego i zredukowanego momentu.

Podsumowanie

Na podstawie podstawowych badań właściwości dynamicznych i użytkowych można stwierdzić, że laboratoryjny generator w postaci pompy hydrostatycznej o stałej wydajności jednostkowej napędzanej synchronicznym serwomotorem prądu przemiennego spełnia swoje funkcje, jako źródło zmiennego strumienia zasilającego układ hydrauliczny. Dynamika zmian wydajności i ciśnienia w układzie sterowania wydajnością i quasi–regulacji ciśnienia może osiągać poziom spotykany we współczesnych nastawnych pompach wielotłoczkowych osiowych o wychylnej tarczy [4].

W hydrostatycznych napędach stacjonarnych, gdzie z wielu względów stosuje się pompy o zmiennej wydajności jednostkowej, można warunkowo zastosować zasilanie agregatem z regulowanym napędem elektrycznym. Coraz niższe koszty zakupu elementów elektroniki napędowej doprowadziły do sytuacji, w której różnica cen pomiędzy nastawnymi i nienastawnymi jednostkami hydraulicznymi jest w stanie skompensować koszt przemiennika częstotliwości do zasilania silnika elektrycznego. Przestaje więc istnieć ekonomiczna bariera dla nowego rozwiązania. Użytkuje się w ten sposób bardziej energooszczędny i cichy napęd [1], [2], [3], [4], [6] oraz większe możliwości automatyzacji maszyny i wykorzystania np. już istniejącego sterownika PLC. W napędzie hydrostatycznym z regulowanym napędem elektrycznym pompy dochodzi do połączenia zalet obu rodzajów napędu w systemie wyposażonym najczęściej w cyfrowy interfejs, z możliwością komunikacji po standardowej magistrali przemysłowej, jak np. CANBus lub PROFIBus (dostępnych jako opcja falownika). Szczególnego znaczenia nabiera ta zaleta w przypadku integracji napędu w nadrzędną strategię sterowania maszyny.

Wdrażaniu każdej nowej koncepcji do zastosowań przemysłowych towarzyszą liczne problemy natury eksploatacyjnej. W systemie nienastawnej pompy z regulowanym napędem elektrycznym rozwiązanie części tych trudności wymaga wypracowania odpowiedniego sposobu sterowania w połączeniu z ewentualnym zastosowaniem w układzie hydraulicznym, np. dodatkowych zaworów. Pozostałe

mogą natomiast wymagać ingerencji w konstrukcję elementów, tj. odpowiedniego przystosowania jednostek hydrostatycznych do pracy w zakresie niskich obrotów – docelowo opracowanie pomp specjalnej konstrukcji do napędów tego typu.

Zastosowanie kosztownego serwowrotora synchronicznego z magnesami trwałymi wymaga wyższej klasy przemiennika częstotliwości, co razem znacznie podnosi cenę całkowitą napędu. W aplikacjach o standardowych i niskich wymaganiach dotyczących dynamiki pompy, wystarczy użycie typowego silnika asynchronicznego klatkowego, pracującego bez sprzężenia od prędkości ze zwykłym falownikiem wektorowym. Obecnie nawet podstawowe modele przemienników częstotliwości są standardowo wyposażone w wewnętrzny regulator PID do budowy układu regulacji dowolnej wielkości zewnętrznej powiązanej z prędkością lub momentem silnika. Porównawcze badanie dynamiki takiego zestawu będzie przedmiotem kolejnych prac.

ANDRZEJ KĘSY
IRENEUSZ MUSIAŁEK

Konstrukcja zespolonego sprzęgła hydraulicznego

Wprowadzenie

Pojawianie się na rynku nowych materiałów o niespotykanych dotychczas właściwościach powoduje, że tradycyjne podzespoły maszyn zyskują nowe zastosowania. W urządzeniach hydraulicznych impulsem do rozwoju stało się udoskonalenie technologii wytwarzania cieczy roboczych. Dotychczas starano się uzyskać lepsze właściwości cieczy roboczych, opartych głównie na produktach ropopochodnych, stosując dodatki lub tworzyć syntetyczne ciecze robocze o cechach zbliżonych do cieczy naturalnych. Do sterowania pracą elementów hydraulicznych stosowano zmiany konstrukcyjne mające na celu zmianę geometrii przestrzeni roboczej, czy dodawano nowe elementy, np. dodatkowe wirniki w przypadku napędu hydrokinetycznego. Ciecz roboczą uważano za niezmienny element konstrukcji urządzenia hydraulicznego. Pod koniec lat dwudziestych ubiegłego wieku zaczęto rozważać możliwości sterowania urządzeniami hydraulicznymi przez zmianę właściwości cieczy roboczych, początkowo przez stosowanie w tej samej przestrzeni roboczej różnych cieczy o różnych właściwościach. Dla przykładu, w przekładniach hydrokinetycznych sterowanie odbywało się skokowo przez wymianę cieczy w przestrzeni roboczej na nową o innych właściwościach [1]. W tym czasie pojawiły się na rynku ciecze, nazywane „cieczami inteligentnymi”, któ-

Dr hab. Andrzej Kęsy pracuje jest profesorem na Politechnice Radomskiej, a mgr inż. Ireneusz Musiałek jest doktorantem na tej uczelni.

LITERATURA

- [1] Dahmann P., Hagemeister W., Nagel G., Exner P.: *Geregelte Innenzahnradpumpe im Mehrquadrantenbetrieb*. Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 1/2006.
- [2] Helbig A.: *Elektrisch-hydrostatisch Spritzgießen*. Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 6/2003.
- [3] Helduder S.: *Elektrisch-hydraulische Systemtechnik*. Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 1/2006.
- [4] Gozdzalik M.: *Pompa o stałej wydajności jednostkowej z falownikowym napędem jako źródło zmiennego strumienia cieczy roboczej*. Hydraulika i Pneumatyka, z. 2/2006.
- [5] Ivantysyn J., Ivantysyn M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. Vogel Fachbuch, Würzburg 1993.
- [6] Neubert Th.: *Drehzahlveränderbarer Verstellpumpenantrieb in Kunststoff-Spritzgiessmaschinen*. Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 10/2001.
- [7] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1992.
- [8] Katalogi i materiały firmy SEW-Eurodrive: Serwowrotory synchroniczne CM; Przetwornica napędowa MOVIDRIVE® MD_60A; Praxis der Antriebstechnik – Servo-Antriebe; Praxis der Antriebstechnik – Projektierung von elektronisch geregelten Drehstromantrieben.
- [9] Katalog firmy Parker Hydraulics: Pumps and motors, Heavy-duty aluminium pumps and motors Series PGP, PGM 500.

rych właściwości reologiczne można zmieniać w sposób ciągły i natychmiastowy, oddziałując polem elektrycznym (ciecze elektoreologiczne), albo magnetycznym (ciecze magnetoreologiczne), zależnie od natężenia tych pól. „Ciecze inteligentne” nie występują w przyrodzie, ale są wytwarzane sztucznie. Szybko dostrzeżono możliwości zastosowań „cieczy inteligentnych” jako roboczych [2], [3], zatem zaczęto konstruować urządzenia z takimi cieczami. W przypadku sprzęgieł hydraulicznych z „cieczami inteligentnymi” najpierw pojawiły się konstrukcje doświadczone, służące do ustalenia i oceny możliwych do uzyskania zakresów sterowania [4], [5]. W niniejszym opracowaniu opisano konstrukcję zespolonego sprzęgła hydraulicznego z elektoreologiczną cieczą roboczą, z myślą o zastosowaniu przemysłowym [6].

Budowa zespolonego sprzęgła hydraulicznego

Zespolone sprzęgło hydrauliczne składa się z kilku połączonych ze sobą sprzęgieł: hydrokinetycznego (Sh) oraz sprzęgieł wiskotycznych (SW) – tarczowych (SWT) i walcowych (SWW). Moment obrotowy przenoszony przez zespolone sprzęgło hydrauliczne jest sumą momentów przenoszonych przez poszczególne sprzęgła składowe. Do zmniejszenia obciążenia cieplnego sprzęgła wiskotycznego, występującego przy dużych prędkościach kątowych wałów, zastosowano sprzęgło hydrokinetyczne. Budowę sprzęgła hydraulicznego pokazano na rys. 1, a na rys. 2 przekrój jego przestrzeni roboczej.