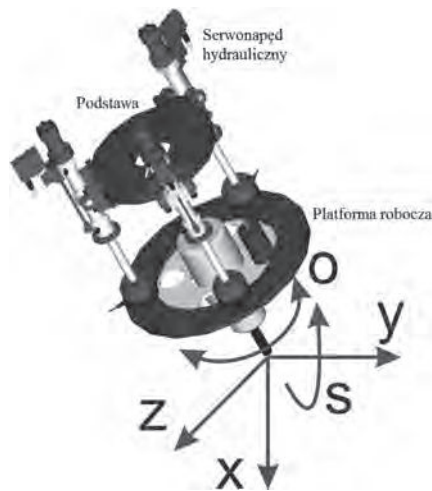


cyfrowych stanowisk badawczych, m.in. z przyrządami i przetwornikami pomiarowymi najwyższej klasy, układami napędowymi (serwonapędy), systemami sterowania. Pozyskanie tak nowoczesnej aparatury pozwoli na utworzenie specjalistycznego laboratorium badawczo-wdrożeniowego „Centrum badawczo-wdrożeniowe systemów mechatronicznych”, pierwszego o takim potencjale w regionie świętokrzyskim. Centrum będzie służyć pracom rozwojowym i innowacyjnym w zakresie mechatroniki, mikromechatroniki, robotroniki, biomechatroniki w ścisłej współpracy z przemysłem. Opracowano już program badawczy *Wdrożenie zintegrowanych systemów mechatronicznych w serwonapędach płynowych*. Wdrażane zintegrowane mechatroniczne systemy płynowe (hydrotroniczne, pneumatroniczne) będą stosowane jako autonomiczne osie napędowe w wieloosiowych maszynach manipulacyjnych (manipulatorach i robotach kartezjańskich i równoległych).



Rys. 3. Model bryłowy manipulatora elektrohydraulicznego typu tripod.

Zintegrowane systemy sterowania serwonapędów płynowych, przewidziane do wieloosiowych manipulatorów hydraulicznych i pneumatycznych, będą elastyczne, skuteczne i tanie. Zgodnie z przyjętym programem badawczym realizowane będą zadania związane z zastosowaniem serwonapędów płynowych (hydrau-

licznych i pneumatycznych) w manipulatorach równoległych o różnych strukturach kinematycznych (tripod, hexapod i nanopond), manipulatorach szeregowo-równoległych typu tricept oraz biomanipulatorach. Uzyskana dotacja pozwoliła na zbudowanie prototypu pneumatycznego manipulatora równoległego o strukturze kinematycznej 3-UPRR typu tripod (rys. 2). Wynikiem końcowym tego projektu jest pneumatyczny manipulator równoległego typu tripod z bezpośrednim pomiarem położenia i prędkości tłoka siłownika oraz układem sterowania (systeme dSPACE i procesor sygnałowy DSP). Trwają ponadto prace nad manipulatorem z elektrohydraulicznymi mechanizmami napędowymi w układzie kinematyki równoległej (rys. 3).

Podsumowanie

Celem Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka (PO IG) jest wspieranie innowacyjnych przedsięwzięć przedsiębiorstw, biznesu, badań i nauki, co służy rozwojowi i konkurencyjności polskiej gospodarki. Jest to element systemu skutecznej pomocy z funduszy strukturalnych Unii Europejskiej dla Polski w latach 2007-2013. Przyznana, w ramach programu, dotacja pozwoliła na wyposażenie Laboratorium Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w nowoczesną aparaturę badawczą, co daje oznaczając lepszą współpracę nauki z przemysłem i będzie służyć regionowi. Rozbudowa infrastruktury naukowo-badawczej laboratorium ta także szansa na lepsze kształcenie kadry inżynierskiej, rozwój projektów innowacyjnych i wdrożeniowych.

LITERATURA

- [1] Dindorf R.: *Rozwój bazy naukowo-badawczej laboratorium mechatroniki w ramach programu operacyjnego innowacyjna gospodarka*. Konferencja CYLINDER'2009, KOMAG, Gliwice- Szczyrk 2009.
- [2] Dindorf R.: *Rozwój bazy naukowo-badawczej w ramach programu operacyjnego innowacyjna gospodarka*. Seminarium na Targach Pneumaticon, Kielce 2010.
- [3] *Narodowe strategiczne ramy odniesienia 2007-2013 wspierające wzrost gospodarczy i zatrudnienie; Narodowa strategia spójności*. Ministerstwo Rozwoju Regionalnego, Warszawa 2007.
- [4] *Szczegółowy opis priorytetów Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka 2007-2013*. Ministerstwo Rozwoju Regionalnego, Warszawa 2009.

SŁAWOMIR BEDNARSKI
JACEK CINK
ANDRZEJ KOSUCKI

Zerwanie przewodu w napędzie hydrostatycznym

Badania eksperymentalne

Wprowadzenie

W układach hydraulicznych stosowanych w mechanizmach podnoszenia, zwłaszcza podczas transportu ludzi, np. w dźwigach pionowych wymaga się zabezpieczeń przed wzrostem prędkości opuszczania ładunku, jako konsekwencji pęknięcia elastycznego przewodu zasilającego siłownik, albo awarii samego mecha-

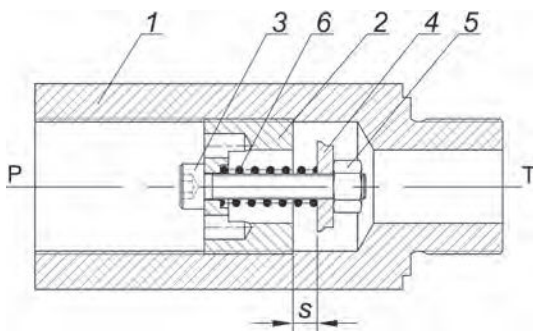
zmu. Rolę takiego zabezpieczenia pełni tzw. zawór pęknięcia przewodu (ang. *pipe rupture valve*, niem. *Leitungsbruchventil*), najczęściej mocowany bezpośrednio do cylindra hydraulicznego w miejscu jego zasilania podczas podnoszenia ładunku lub na samym przewodzie zasilającym. Każda grupa maszyn ma swoją specyfikę pracy, inne są wymagania dotyczące sposobu pracy i bezpieczeństwa. Konstrukcje zaworów pęknięcia przewodu dla tych grup maszyn są także różne. Posłużmy się przykładem: w hydraulicznych napędach podnoszenia dźwigów pionowych prędkość opuszczania kabiny z pasażerami nie może przekro-

Dr inż. Sławomir Bednarski, dr hab. inż. Jacek Cink, dr inż. Andrzej Kosucki – Katedra Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania, Politechnika Łódzka.

czyć wartości nominalnej o więcej niż 0,3 m/s. W razie jej przekroczenia, kabinę należy bezwzględnie zatrzymać.

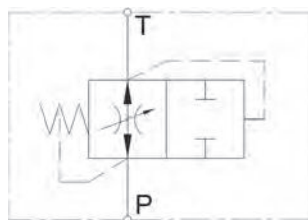
Budowa i działanie zaworu

W opisywanych badaniach posłużono się typowym zaworem pęknięcia przewodu firmy Bucher Hydraulics o wielkości 3/8" typu RSG/ 3/8 / 40 (rys. 1). W sześciokątą złączkę 1 zakończoną gwintem zewnętrznym 3/8", z wewnętrznym kanałem przelotowym z gwintem 3/8", jest wkręcony korpus zaworu 2 ze szczelinami umożliwiającymi przepływ oleju. Przez środek korpusu przechodzi śruba 3 z łbem, na końcu której nakręcono grzybek 4 zakontrowany nakrętką 5. Na śrubie, między korpusem zaworu a grzybkiem, umieszczono sprężynę ściskaną 6 do powiększenia szczeliny między korpusem i grzybkiem. Maksymalną wielkość szczeliny s ogranicza długość śruby 3. Tę wielkość można regulować za pomocą położenia grzybka 4 i nakrętki kontrującej 5 na śrubie. Symbol hydrauliczny zaworu pęknięcia przewodu pokazano na rys. 2.



Rys. 1. Schemat badanego zaworu pęknięcia przewodu RSG/ 3/8 / 40

Podczas podnoszenia ładunku olej hydrauliczny przepływa od strony P do strony Z zaworu, wówczas siła sprężyny i spadek ciśnienia na grzybku 4 (ciśnienie po stronie P jest wyższe od ciśnienia po stronie Z) powodują, że szczelina między grzybkiem i korpusem jest maksymalna.



Rys. 2. Symbol hydrauliczny zaworu pęknięcia przewodu

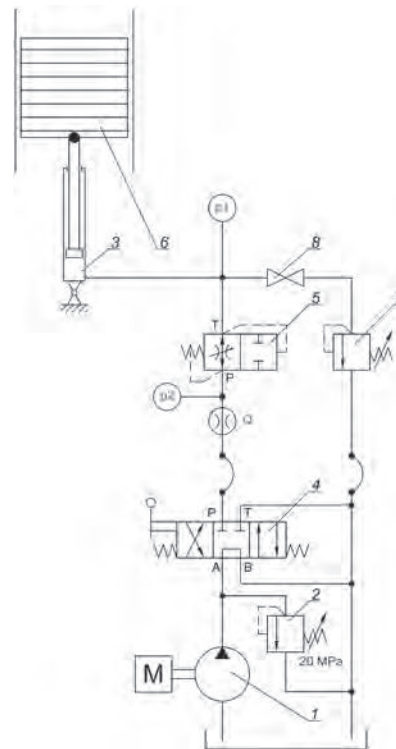
Jeśli przy opuszczaniu ładunku olej hydrauliczny przepływa w kierunku odwrotnym, od strony Z do strony P, to ciśnienie po stronie Z jest wyższe od ciśnienia po stronie P na skutek dławienia w szczelinie między grzybkiem i korpusem. Z kolei, gdy przepływ jest odpowiednio duży, to nacisk wynikający z różnicy ciśnień oleju na grzybek może pokonać siłę sprężyny 6 i spowodować zamknięcie szczeliny. Zawór zostaje zamknięty, a przepływ oleju hydraulicznego od strony Z do strony P staje się niemożliwy. Dane katalogowe tego typu zaworów z reguły określają wielkość strumienia oleju, dla którego przy danej szczelinie rozpoczyna się zamykanie zaworu.

Ważnym parametrem jest również różnica ciśnień oleju na grzybek, która musi być wystarczająco duża, aby przetrzymać zawór w pozycji zamkniętej. Jeśli różnica ciśnień będzie zbyt mała, zawór może się otworzyć, co spowoduje niekontrolowany przepływ oleju i opadanie ładunku.

Stanowisko badawcze

Schemat stanowiska badawczego z układem pomiarowym pokazano na rys. 3. Pompa o stałej wydajności 1 napędzana silnikiem elektrycznym, zabezpieczona zaworem ciśnieniowym 2, podaje olej hydrauliczny do cylindra nurnikowego 3 o średnicy 40 mm przez czterodrogowy rozdzielacz trójpołożeniowy 4, przewód elastyczny i zawór pęknięcia przewodu 5. Z nurnikiem cylindra

jest związany, poruszający się w pionowych prowadnicach, ładunek 6 o masie 900 kg. W linię hydrauliczną między zaworem 5 i cylindrem 3 wpięto zawór ciśnieniowy 7, który można wyłączyć zaworem odcinającym 8. Nastawa zaworu 7 wynosi 10,5 MPa, co daje o ok. 50% więcej od ciśnienia wymaganego do utrzymania ładunku 6 w spoczynku.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

ładunek 6 jest utrzymywany w spoczynku dzięki ciśnieniu w linii między cylindrem 6 i rozdzielaczem 4, który ją odcina od pompy i zbiornika. Zawór pęknięcia przewodu 5 jest utrzymywany sprężyną w położeniu otwartym, a ciśnienia p_1 i p_2 po obu jego stronach są wyrównane. W położeniu lewym (I) rozdzielacza 4 są połączone gniazda, odpowiednio A i P oraz T i B. Pompa 1 podaje olej do cylindra 6 przez rozdzielacz 4 i zawór pęknięcia przewodu 5. Ciśnienie p_2 jest większe od p_1 i siła wypadkowa działająca na grzybek zaworu utrzymuje go w pozycji maksymalnego otwarcia (maksymalnej szczeliny). Nurnik cylindra i ładunek poruszają się do góry z prędkością odpowiadającą wydajności pompy.

W położeniu prawym (II) rozdzielacza 4 połączono gniazda, odpowiednio A i T oraz P i B. Olej przepływa od cylindra 6 do zbiornika przez zawór pęknięcia przewodu 5 oraz rozdzielacz 4 do zbiornika. Przepływ oleju wymuszana opadający ładunek, a kontrola prędkości opadania jest możliwa tylko przez ręczne dławienie szczeliny P-B w rozdzielaczu 4. Jeżeli prędkość opadania ładunku będzie zbyt duża, to spadek ciśnienia w szczelinie zaworu pęknięcia przewodu 5 osiągnie taką wartość, że wypadkowa siła działająca na grzybek zaworu spowoduje zmniejszenie się szczeliny zaworu do zera, aż przepływ przez zawór będzie niemożliwy i ładunek się zatrzyma. Zatrzymanie jest gwałtowne, towarzyszą mu niekorzystne zjawiska dynamiczne związane ze wzrostem i drganiami ciśnienia p_1 . Celem opisywanych badań jest rozpoznanie niekorzystnych zjawisk towarzyszących działaniu zaworu pęknięcia przewodu i podjęcie próby ich eliminowania.

Układ pomiarowy pozwala na rejestrację przebiegów czasowych następujących wielkości fizycznych: ciśnienia p_1 w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i cylindrem 6, ciśnienia p_2 w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4, wydajności Q w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4, prędkości v ładunku. W położeniu neutralnym („0”) rozdzielacza 4 pompa 1 podaje olej przez rozdzielacz 4 bezpośrednio do zbiornika. Gniazda A i B rozdzielacza 4 są połączone, a gniazda P i T – odcięte. Ładunek 6 jest utrzymywany w spoczynku dzięki ciśnieniu w linii między cylindrem 6 i rozdzielaczem 4, który ją odcina od pompy i zbiornika.

Metodyka badań

Podczas badań utrzymywano stałą, maksymalną szczelinę zaworu ok. $s = 1$ mm. Ładunek podnoszono wstępnie na maksymalną wysokość. Opuszczano go, doprowadzając do zamknięcia zaworu pęknięcia przewodu 5, dwoma sposobami.

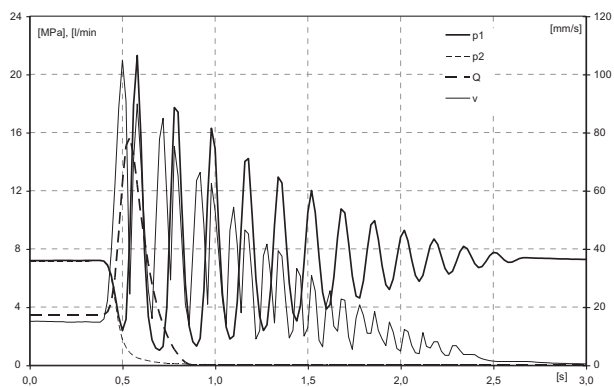
- **SPOSÓB I.** Delikatnie przesterowując rozdzielacz w kierunku opuszczania, uzyskiwano stałą prędkość zbliżoną do nominalnej, dławiąc przepływ szczeliną rozdzielacza 4. Po osiągnięciu stałej prędkości zwiększano gwałtownie szczelinę rozdzielacza 4, przesterowując go w położenie II. Prędkość ładunku i strumień oleju gwałtownie rosły, doprowadzając do zamknięcia zaworu pęknięcia przewodu 5 i zatrzymania ładunku.

- **SPOSÓB II.** Gdy ładunek jest podniesiony i zatrzymany, to rozdzielacz 4 przesterowuje się gwałtownie w położenie II, co wywołuje nagły wzrost prędkości opuszczania od zera do wartości odpowiadającej zamknięciu zaworu pęknięcia przewodu 5 i w konsekwencji ładunek zostaje zatrzymany.

Podczas badań początkowo zawór odcinający 8 był odcięty, a zadziałaniu zaworu pęknięcia przewodu 5 towarzyszyły gwałtowne wzrosty i drgania ciśnienia p_1 . W dalszych badaniach włączono do linii między cylindrem 3 i zaworem 5 zawór ciśnieniowy 7, otwierając zawór odcinający 8. Ograniczono tym samym niekorzystne zjawiska dynamiczne.

Wyniki badań eksperymentalnych

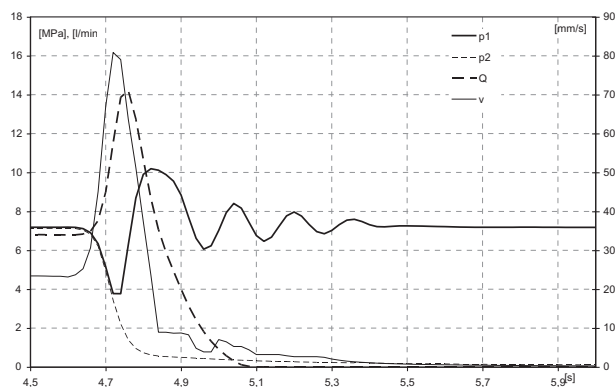
Wyniki badań eksperymentalnych pokazano na rys. 4, rys. 5 i rys. 6, przedstawiając przebiegi czasowe następujących wielkości fizycznych: p_1 – ciśnienie w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i cylindrem 6, p_2 – ciśnienie w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4, Q – wydajność w linii między zaworem pęknięcia przewodu 5 i rozdzielaczem 4, v – prędkości ładunku. Na rysunkach 4 i 5 pokazano wyniki badań podczas opuszczania ładunku sposobem I (rys. 4 odpowiada układowi z odciętym zaworem ciśnieniowym 7, natomiast rys. 5 – układowi z włączonym do linii zaworem ciśnieniowym 7).



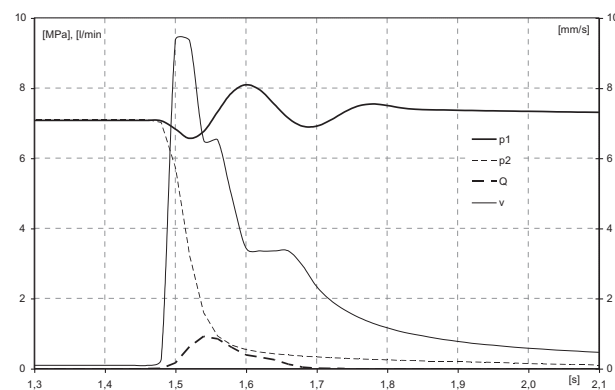
Rys. 4. Wyniki badań eksperymentalnych: sposób I opuszczania (układ z odciętym zaworem ciśnieniowym)

Łatwo zauważyć, że w układzie z odciętym zaworem ciśnieniowym 7 ciśnienie p_1 osiąga ok. 20 MPa, co odpowiada nastawie zaworu ciśnieniowego 2 przy pompie, powstają też liczne i słabo tłumione oscylacje ciśnienia p_1 i prędkości ładunku v . Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku wynosi ponad 0,1 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii 15,5 l/min. Takich wad jest pozbawiony układ z włączonym zaworem ciśnieniowym 7. Maksymalna wartość ciśnienia p_1 nie przekra-

cza nastawy zaworu ciśnieniowego 7, czyli 10,5 MPa. Liczba oscylacji ciśnienia p_1 i prędkości ładunku v jest mniejsza. Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku wynosi ponad 0,08 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii 14 l/min. W obu przypadkach spadek ciśnienia p_2 jest łagodny i trwa ok. 0,5 s. Na rysunku 6 pokazano wyniki badań podczas opuszczania ładunku sposobem II (zawór ciśnieniowy 7 jest włączony do linii).



Rys. 5. Wyniki badań eksperymentalnych; sposób II opuszczania (układ z włączonym zaworem ciśnieniowym)



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych; sposób opuszczania II (układ z włączonym zaworem ciśnieniowym)

Z badań eksperymentalnych (rys. 6) wynika, że w razie gwałtownego opuszczania ładunku, gdy prędkość początkowa jest równa zero, ciśnienie maksymalne nie przekracza wartości 8 MPa, a jego oscylacje są nieliczne. Zawór ciśnieniowy 7 o nastawie 10,5 MPa w tym przypadku nie działa. Maksymalna prędkość opuszczanego ładunku nie przekracza 0,01 m/s, a maksymalna wartość strumienia oleju i linii wynosi 1 l/min. Podobnie, jak w innych przypadkach spadek ciśnienia p_2 jest łagodny i trwa ok. 0,5 s.

Podsumowanie

Włączenie do układu zaworu ciśnieniowego 7 pozwala na eliminowanie niekorzystnych zjawisk dynamicznych, czyli zmniejszenie ciśnienia maksymalnego p_1 oraz rzadsze oscylacje ciśnienia p_1 i ograniczenie prędkości ładunku. Można zauważyć, że ciśnienie maksymalne p_1 jest proporcjonalne do energii kinetycznej ładunku przed zadziałaniem zaworu, zatem poniżej pewnego poziomu prędkości zawór ciśnieniowy 7 nie działa. Zaobserwowano też, że początek działania zaworu pęknięcia przewo-

du nie zależy od strumienia oleju przepływającego przez zawór, lecz od różnicy ciśnień $\Delta p = p_1 - p_2$. Im większa prędkość ładunku w ruchu ustalonym przed zadziałaniem zaworu, tym większy maksymalny strumień oleju wywołujący działanie zaworu. Wynika z tego, że dane katalogowe dotyczące zaworu pęknięcia przewodu nie są jednoznaczne.

LITERATURA

- [1] Stryczek S.: *Napędy hydrostatyczne*. WNT, Warszawa 1999.
 [2] Hu Guo-liang, Xu Bing, Yang Hua-yong, Zang Yi-ding: *Design and Experimental Research on a New Pipe Rupture Valve*. Front. Eng., China 2006.
 [3] Katalog firmy Bucher Hydraulics.

Badaniom opisanym w niniejszym opracowaniu autorzy poświęcili wystąpienie podczas konferencji „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne”, Wrocław 2009.

MARTA WOŹNIAK
 ZENON JĘDRZYKIEWICZ

Z zagadnień projektowania funkcjonalnego układów hydraulicznych

Część II

Wprowadzenie

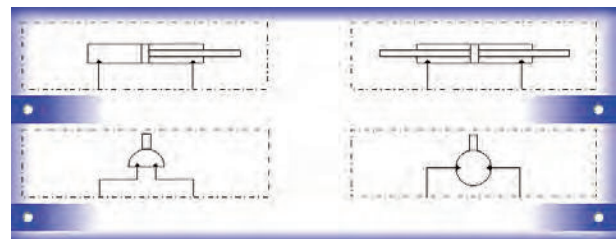
Konwencjonalny proces projektowania, także układów hydrostatycznych (popularnie hydraulicznych), wymaga od projektanta dużej wiedzy teoretycznej, doświadczenia praktycznego i inwencji twórczej. Obecnie pojawiają się coraz częściej możliwości informatycznego wspierania projektanta w jego pracy. W opracowaniu [2] przedstawiono ogólny schemat blokowy programu komputerowego wspomagającego projektowanie funkcjonalne układów hydrostatycznych i wybrane, szczegółowe schematy blokowe. Niniejsze opracowanie jest kontynuacją już opisywanych zagadnień i dotyczy zbudowanego oraz testowanego programu komputerowego HydroCAD-Schematy. Ten program pozwala nawet niedoświadczonym projektantom uzyskać poprawnie zbudowane schematy funkcjonalne. Dodatkowo możliwe jest uzyskanie kilku poprawnych schematów jednocześnie, co ułatwia wybór schematu najlepiej dostosowanego do konkretnych warunków pracy [3].

Etapy projektowania

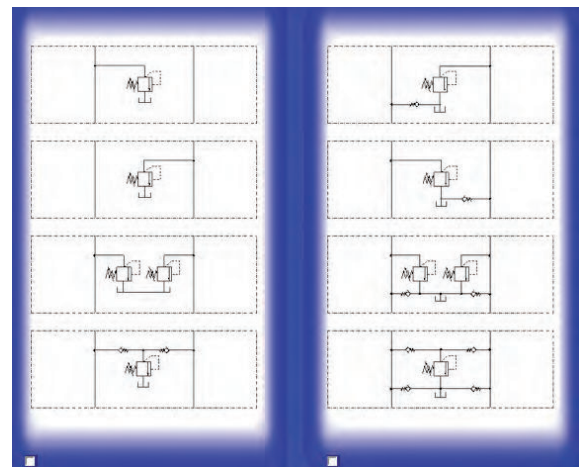
Działanie programu jest kilkuetapowe. W pierwszym etapie projektant wprowadza wymagane dane. Jeżeli dotyczą one poprawności działania programu, to otrzymuje pomoc w postaci odpowiedzi wartości liczbowych lub ich zakresów. Drugi etap dotyczy tych działań programu, który prowadzi do uzyskania i wyświetlenia schematów. Następnie w trzecim etapie projektant dokonuje korekcy uzyskanych schematów i wybiera odpowiednie do dalszych prac, a w etapie czwartym może je zapisać na dysku i wydrukować.

Proces i wyniki projektowania

Proces projektowania rozpoczyna się od wyboru właściwego siłownika/silnika i stacji zasilającej. Projektant może wybrać jeden rodzaj siłownika/silnika z czterech dostępnych i jeden rodzaj stacji zasilającej z dwóch możliwych. Okno wyboru pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Okno wyboru siłownika/silnika i stacji zasilającej



Rys. 2. Dwie przykładowe podgrupy podzespołów

Dla ułatwienia pracy nad programem, funkcje układu hydrostatycznego podzielono na siedem grup – podzespołów funkcjonalnych. W stosunku do propozycji opisanej jako wariant 2 [1], niektóre grupy rozszerzono o nowe podzespoły, tworząc wariant 3 metody bloków funkcjonalnych [3]:

- Z_1 - bezpośrednie zabezpieczenie elementu wykonawczego przed przeciążeniem technologicznym lub/i bezwładnościowym, działające w ruchu roboczym, powrotnym lub obydwu albo po ich wykonaniu,
- Z_2 - awaryjne zatrzymanie elementu wykonawczego, niezależne od innych możliwości zatrzymania, działające w ruchu roboczym, powrotnym lub w obydwu ruchach, możliwy jest ruch przeciwny do zatrzymanego,

Dr inż. Marta Woźniak, prof. Zenon Jędrzykiewicz – Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.