

WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU NA CHARAKTERYSTYKI WYBRANYCH ELEMENTÓW UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH O STEROWANIU PROPORCJONALNYM SIŁOWNIKA

W artykule przedstawiono wpływ lepkości oleju na charakterystyki wybranych elementów układów hydraulicznych. Zakres niskich temperatur oleju jest niedopuszczalny głównie z powodu złych warunków zasysania pompy i zjawiska kawitacji, a w razie całkowitego przerwania strumienia na ssaniu pompy – z powodu możliwości zatarcia pompy na skutek braku smarowania. Zakres wysokich temperatur nie nadaje się do pracy nie tylko z powodu nadmiernego spadku lepkości i związanego z tym wzrostu przecieków, lecz także ze względu na przyspieszony rozkład oleju. W elementach układu hydraulicznego występują straty energetyczne, które są między innymi funkcją lepkości zastosowanej cieczy roboczej, a także straty energetyczne, które praktycznie nie zależą od lepkości. W artykule przedstawiono również zakres zmiany lepkości kinematycznej oleju hydraulicznego wykorzystywanego jako medium na stanowisku badawczym, opis schematu badanych układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym siłownika oraz charakterystyki dotyczące wybranych elementów będące wynikiem badań i niezbędne do określenia współczynników strat występujących w układach.

Słowa kluczowe: lepkość oleju, sterowanie proporcjonalne, pompa, rozdzielacz.

WSTĘP

Dotychczas nie przeprowadzano badań laboratoryjnych i symulacyjnych wpływu lepkości cieczy na straty energetyczne w układach z pompą o stałej i zmiennej wydajności. Badania pompy o zmiennej wydajności przy ustalonej zalecanej lepkości oleju $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ przeprowadził M. Czyński w pracy doktorskiej *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej*. Natomiast badania wpływu lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności wykonał J. Koralewski na Politechnice Gdańskiej.

W elementach układu hydraulicznego występują straty energetyczne, które są między innymi funkcją lepkości zastosowanej cieczy roboczej, a także straty energetyczne, które praktycznie nie zależą od lepkości.

Dotychczas autor do swoich badań układów hydraulicznych przyjmował jako poziom odniesienia lepkość kinematyczną $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ oleju, którą zalecają producenci z punktu widzenia optymalnego funkcjonowania wytworzonych przez

nich elementów hydraulicznych. Kolejnym etapem prac jest określenie wpływu lepkości ν oleju na charakterystyki elementów układów hydraulicznych oraz jej wpływu na straty mocy i sprawności w badanych układach. Na podstawie prowadzonych badań obliczone zostaną współczynniki k_i strat energetycznych występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego opisujące straty w pompie, w przewodach, w silniku oraz w rozdzielaczu [5]. Następnie autor porówna wyniki badań symulacyjnych z wynikami badań laboratoryjnych. Zaproponowane, z wykorzystaniem współczynników k_i , modele matematyczne opisujące straty umożliwiają ocenę zachowania energetycznego elementów i układu jako funkcji stosunku lepkości ν oleju hydraulicznego do lepkości ν_n odniesienia.

1. WPŁYW TEMPERATURY I LEPKOŚCI NA PRACĘ ZESPOŁÓW HYDRAULICZNYCH I ICH ELEMENTÓW

Układy hydrostatyczne napędzające maszyny i urządzenia stosowane w przemyśle zarówno lądowym, morskim, jak i lotniczym, eksploatowane niekiedy w ekstremalnych warunkach otoczenia, tzn. w bardzo wysokich lub niskich temperaturach, powinny działać sprawnie. Podczas rozruchu maszyn roboczych, np. do robót ziemnych, i innych urządzeń z napędem hydraulicznym w niskiej lub wysokiej temperaturze otoczenia może dochodzić do zasilania zimnym lub gorącym olejem hydraulicznym. Znane są przypadki zasilenia gorącym czynnikiem roboczym oziębionego zespołu serwomechanizmu usterzenia pionowego samolotu, które spowodowało zakleszczenie się suwaka w korpusie, co w następstwie doprowadziło do zablokowania się steru w skrajnej pozycji i katastrofy lotniczej.

Do napędu urządzeń pokładowych na statkach, takich jak wciągarki pokładowe, dźwigi, pokrywy luków, windy kotwiczne, stosuje się przeważnie napęd hydrostatyczny. W szczególnych przypadkach zasilania gorącym olejem hydraulicznym oziębionego zespołu, np. urządzeń pokładowych statku, różnica temperatur zespołu i czynnika może wynieść nawet 80°C. Przykładowo wciągarka pokładowa statku zawiera zespoły hydrauliczne narażone na szok termiczny. Do ich napędu stosuje się silniki hydrauliczne wolno lub szybkoobrotowe. Ich centralne układy zasilania znajdują się pod pokładem, a wykorzystywany olej jest rozgrzany po wcześniejszej pracy. W wyniku przesterowania rozdzielacza sterującego wciągarką olej z układu zasilającego płynie do silnika mającego niską temperaturę otoczenia. Dynamiczny przepływ ciepła od gorącego oleju do oziębionych zespołów hydraulicznych na pokładzie zmienia ich temperaturę. Elementy maszyn i urządzeń pokładowych nagrzewają się nierównomiernie, co może powodować zacieranie się współpracujących par elementów na skutek różnej ich rozszerzalności cieplnej. W konsekwencji może to doprowadzić do awarii urządzenia [2].

Maszyny z układami hydraulicznymi przeznaczone do eksploatacji w niskich temperaturach wymagają szczególnego przygotowania przed rozruchem, w przeciwnym razie może dojść do awarii, zwłaszcza po długim postoju. W Polsce bada-

nia zespołów i układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia wykonuje się w kilku ośrodkach, m.in. na Politechnice Gdańskiej, Politechnice Krakowskiej, w Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

W wielu wypadkach stosowania układów hydraulicznych warunki temperaturowe mogą być na tyle sztywne, że istniejące produkowane seryjnie zespoły hydrauliczne oraz materiały okazują się niezdatne do użycia. Wskutek tego przy pracy układów hydraulicznych w warunkach wysokich oraz niskich temperatur należy uwzględnić ich wpływ na ciecz oraz na pracę zespołu i jego części, szczególnie na wszelkiego rodzaju uszczelnienia.

Wysoka temperatura w pierwszej kolejności wpływa ujemnie na pracę różnych urządzeń kontrolnych, w których elementem czułym są sprężyny współpracujące z gumowymi pierścieniami uszczelniającymi oraz przegrodami. Pierścienie gumowe i przegrody przy wysokiej temperaturze ulegają zniszczeniu, co powoduje uszkodzenie urządzenia lub utratę szczelności i pogorszenie czułości. Z kolei przy niskich temperaturach lepkość oleju wzrasta, wywołując duże opory w szczelinach i kanałach elementów hydraulicznych oraz w przewodach. Zakres niskich temperatur jest niedopuszczalny również głównie z powodu złych warunków zasysania pomp i zjawiska kawitacji, a w razie całkowitego przerwania strumienia na ssaniu pompy – z powodu możliwości zatarcia pompy na skutek braku smarowania. Zakres wysokich temperatur nie nadaje się do pracy nie tylko z powodu nadmiernego spadku lepkości i związanego z tym wzrostu przecieków, lecz także ze względu na przyspieszony rozkład oleju.

Ze wzrostem temperatury obserwuje się utratę szczelności i zakleszczanie się suwaków w rozdzielaczach. Wzrost temperatury wpływa ujemnie na własności mechaniczne metali, a szczególnie stopów aluminium, które są szeroko stosowane w produkcji zespołów hydraulicznych. Trwałość pomp i silników hydraulicznych w znacznym stopniu zależy od warunków eksploatacji, a w szczególności od ciśnienia cieczy i prędkości obrotowej.

2. LEPKOŚĆ MIESZANIN OLEJÓW MINERALNYCH

Istnieje wiele rodzajów i gatunków cieczy wykorzystywanych jako medium robocze w układach hydraulicznych. W napędzie hydrostatycznym nośnik energii stanowi przede wszystkim olej mineralny. Jego rola jest podobna pod względem funkcjonalnym do tej, jaką odgrywa cięgno w napędach cięgnowych. Dlatego olej należy uważać za element konstrukcyjny, którego właściwości wywierają zasadniczy wpływ na pracę układu hydrostatycznego, a więc na jego charakterystyki i sprawność, ale również na trwałość innych elementów i zespołów tworzących układ. W celu zapewnienia poprawności działania, trwałości i niezawodności układu hydraulicznego olej musi mieć pewne podstawowe właściwości fizykochemiczne, niezbędne dla spełnienia funkcji takich jak: przenoszenie energii, smarowanie, odprowadzanie ciepła, zmniejszenie zużycia części oraz ochrona przed korozją. Właściwości te opisywane są przez cały szereg różnych parametrów i cech, w tym m.in. przez współczynnik lepkości dynamicznej μ lub kinematycznej ν .

Jedną z podstawowych własności różniącą ciecze stanowi właśnie lepkość, którą definiuje się jako zdolność oleju do stawiania oporu odkształceniom (poślizg warstw). Innymi słowy jest to tarcie wewnętrzne pojawiające się w oleju podczas jego przepływu. Gdy płyn znajduje się w ruchu, sąsiadujące ze sobą warstwy poruszają się z różną prędkością i dlatego oddziałują na siebie siłami tarcia wewnętrznego. Z punktu widzenia teorii cząsteczkowej lepkość tłumaczy się wymianą pędu między przyległymi warstwami płynącego oleju. Wymiana ta zachodzi wskutek przedostawania się cząsteczek z jednej warstwy do drugiej. Cząsteczki opuszczające warstwę poruszającą się wolniej powodują zmniejszanie pędu warstwy szybszej, do której przechodzą. Podczas przepływu oleju występuje przekształcenie części jego energii kinetycznej w energię kinetyczną bezładnego ruchu cząsteczek. Oznacza to, że następuje ogrzewanie się oleju.

Współczynnik lepkości dynamicznej μ stosuje się w modelach matematycznych przepływów. W praktyce natomiast wykorzystuje się najczęściej współczynnik ν lepkości kinematycznej. Lepkość olejów mineralnych, powszechnie używanych w napędach hydrostatycznych, maleje ze wzrostem temperatury. Im mniejszy jest wpływ temperatury na lepkość, tym lepszy jest olej. Idealny byłby olej posiadający jednakową lepkość w różnych temperaturach, ale taki olej nie istnieje.

Przy mieszaniu różnych, pod względem lepkości, olejów mineralnych tworzą się mieszaniny jednorodne, którym właściwe są następujące własności olejów wyjściowych: lepkość, zwilżanie, przyczepność itp. Umożliwia to mieszanie, w określonych ilościach, kilku gatunków olejów w celu otrzymania mieszaniny posiadającej z góry ustalone własności dominujące, które są z kolei najbardziej przydatne dla danego zakresu zastosowania.

W celu otrzymania oleju o wymaganej lepkości używa się dodatków zwiększających lepkość, takich jak produkty polimeryzacji nienasyconych węglowodorów, estrów, produktów rozłożonych elektrolitycznie.

Lepkość oleju zależy od wielkości ciśnienia i dla większości cieczy zwiększa się ze wzrostem ciśnienia, przy czym zależność ta dla różnych temperatur jest odmienna. Podczas eksploatacji oleje mineralne i ich mieszaniny tracą własności fizykomechaniczne, smarne, wskutek czego mogą być zakłócone warunki pracy zasilania zespołów hydraulicznych. Pogorszenie się jakości olejów odbywa się z powodu mechanicznego i chemicznego oddziaływania na nie różnych czynników, z których główny to utlenianie cieczy wskutek zetknięcia się z powietrzem i jej dławienie w warunkach pracy pod wysokim ciśnieniem.

Innym czynnikiem, który charakteryzuje oleje, jest stabilność chemiczna i odporność na utlenianie, wskutek czego odbywa się wydzielanie z olejów osadów w postaci cząstek smolistych oraz obniżenie lepkości oleju. W wyniku utleniania na powierzchniach roboczych elementów ruchomych tworzy się nalot, który w czasie ruchu części działa niszcząco na uszczelnienia gumowe.

Intensywność utleniania się oleju wzrasta ze wzrostem temperatury na powierzchni zetknięcia się z powietrzem. Na przykład przy wzroście temperatury o 10°C intensywność utleniania oleju wzrasta dwukrotnie. W związku z tym należy dążyć do zmniejszenia miejscowego wzrostu temperatury oleju, który może wystą-

pić kosztem ciepła wydzielanego przy sprężeniu nierozpuszczonych w oleju pęcherzyków powietrza, jak również ciepła wydzielanego przez tarcie elementów ślizgowych zespołów hydraulicznych oraz przez dławienie oleju przepływającego przez szczeliny. W celu zmniejszenia utleniania oleju jego temperatura maksymalna nie powinna przewyższać 80°C.

Oprócz temperatury katalizatorem w procesie utleniania oleju są stałe mechaniczne cząsteczki zanieczyszczeń. Utlenianiu sprzyja również obecność wody w oleju układów hydraulicznych, ponieważ w wodzie rozpuszczają się kwasy przeważnie istniejące w układzie.

Proces utleniania odbywa się szczególnie intensywnie w zbiorniku układu, gdzie wskutek ruchu i pienienia się oleju powstają warunki do zetknięcia się oleju z tlenem z powietrza.

Proces rozkładu oleju ulega przyspieszeniu w wyniku jego styku z częściami kadmowanymi i cynkowanymi, co jest widoczne przy wysokich temperaturach.

Proces utleniania się olejów można opóźnić, stosując specjalne domieszki.

3. UKŁADY Z SIŁOWNIKIEM STEROWANYM PROPORCJONALNIE

Znajomość sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej jest istotna zarówno w warunkach nominalnych, jak i w całym zakresie zmiany warunków pracy, tzn. prędkości, obciążenia silnika hydraulicznego i lepkości oleju hydraulicznego, szczególnie przy parametrach najczęściej czy najdłużej występujących w trakcie eksploatacji.

Obecnie tylko niektórzy producenci wykonują próby sprawności energetycznej maszyn tworzących układ, przeprowadzane przy wybranej lepkości oleju. Toteż projektant bądź użytkownik hydraulicznego układu napędowego może dysponować tylko tymi danymi oraz charakterystykami, jakie może otrzymać. Brakuje narzędzia umożliwiającego pełną analizę energetyczną przekładni hydrostatycznej jako całości i to całości składanej z dowolnie wybranych maszyn w postaci programu komputerowego opartego na modelach matematycznych [4–7].

Sprawność przekładni powinna być przedstawiona jako zależność od prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, z możliwością oceny wpływu poziomu strat objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych, różnego w poszczególnych typach maszyn, również wpływu wielkości strat ciśnieniowych w przewodach układu. Wszystkie te straty są również funkcją bieżących parametrów pracy silnika oraz lepkości użytego oleju, zmieniającej się w trakcie eksploatacji układu [4–7].

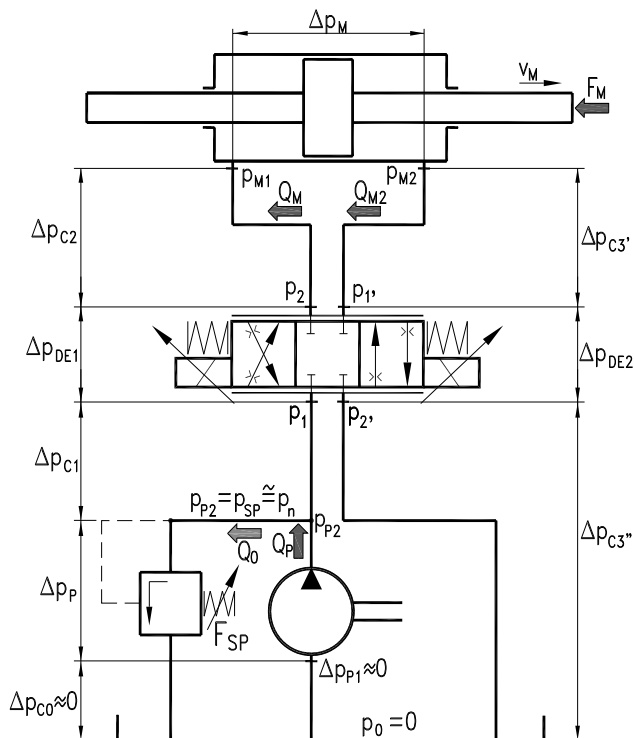
Możliwości badań symulacyjnych wymagają zastosowania odpowiedniego modelu strat i sprawności energetycznej pompy o stałej bądź o zmiennej wydajności, a następnie modelu sprawności układu z taką pompą. Aby modele były wiarygodne, konieczne jest ich porównanie z wynikami starannie wykonanych badań.

Aby ocenić możliwości oszczędzania energii w trakcie pracy hydrostatycznego układu napędowego, należy poznać oraz opisać występujące w układzie

straty. Określanie sprawności energetycznej układu można wykonać symulacyjnie za pomocą programu komputerowego wykorzystującego odpowiedni model matematyczny. Ustalona w ten sposób sprawność można zastosować w procesie projektowania i eksploatacji układu. Model matematyczny dotyczący konkretnego układu należy zweryfikować laboratoryjnie [4–7].

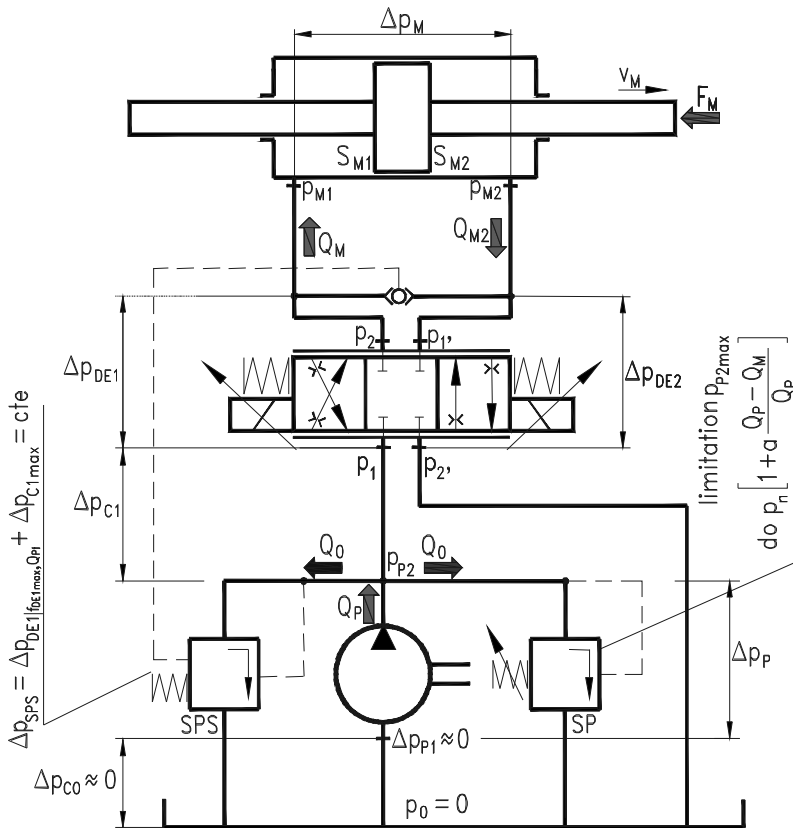
Prowadzone aktualnie badania wpływu lepkości oleju na straty i sprawność energetyczną dotyczą trzech układów z rozdzielaczem proporcjonalnym:

- zasilanym pompą o stałej wydajności z zastosowaniem zaworu przelewowego – struktura stałociśnieniowa (rys. 1);
- zasilanym pompą o stałej wydajności z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika – struktura zmiennociśnieniowa (rys. 2);
- zasilanym pompą o zmiennej wydajności wyposażoną w regulator load sensing – struktura zmiennociśnieniowa o najmniejszych stratach i najwyższej sprawności energetycznej $Q_P = \text{var}$ (rys. 3).



Rys. 1. Schemat badanego układu o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym przy stałym ciśnieniu – struktura $p = \text{cte}$

Fig. 1. Diagram of the test system with proportional control of hydraulic cylinder with constant capacity pump supplied at a constant pressure – the structure of $p = \text{cte}$



Rys. 2. Schemat badanego układu o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – $p = \text{var}$

Fig. 2. Diagram of the test system with proportional control of hydraulic cylinder powered by constant capacity pump cooperated with an overflow valve supplied at variable pressure – the structure of $p = \text{var}$

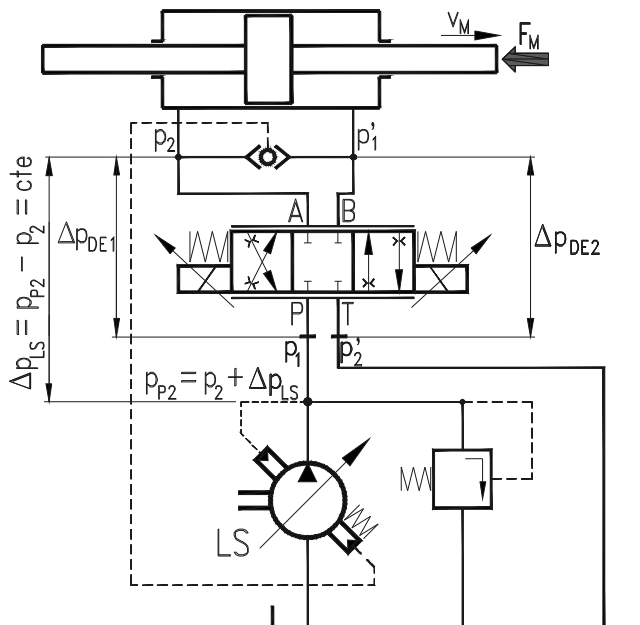
Sterowanie rozdzielaczem proporcjonalnym jest dokładne, daje precyzję sterowania prędkością silnika hydraulicznego bądź siłownika.

System load sensing w porównaniu z dotychczasowymi układami nie tylko zmniejsza straty w rozdzielaczu proporcjonalnym do minimum, ale również eliminuje strukturalne straty objętościowe.

Rysunki 1, 2, 3 przedstawiają schematy porównywanych układów.

Układ hydrauliczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym ciśnienie zasilania rozdzielacza proporcjonalnego na poziomie ciśnienia nominalnego (rys. 1), bądź pompą współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem na dopływie do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy $p = \text{var}$ (rys. 2) umożliwi obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [3].

Struktura zmiennociśnieniowa $p = \text{var}$ reprezentuje układ z pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem zasilania siłownika (rys. 2). Jest ona rozwiązaniem korzystnym z punktu widzenia sprawności energetycznej zarówno samego siłownika, jak i pompy oraz całego układu sterowania. Struktura zmiennociśnieniowa $p = \text{var}$ z zaworem przelewowym sterowanym SPS aktualnym ciśnieniem odpływu z rozdzielacza dławiącego do siłownika pozwala na dostosowanie poziomu ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy do aktualnego obciążenia siłownika tak, że ogranicza także stratę ciśnienia w szczelinie odpływu cieczy roboczej rozdzielacza do zbiornika. Dodatkowo układ ten utrzymuje stałą prędkość tłoka niezależną od obciążenia. Jest to efektem utrzymywania praktycznie stałego spadku ciśnienia Δp_{DE1} w szczelinie dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego [3].



Rys. 3. Schemat badanego układu o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem load sensing w systemie zmiennego ciśnienia – $p = \text{var}$

Fig. 3. Diagram of the test system with proportional control of hydraulic cylinder powered by variable capacity pump cooperated with Load Sensing regulator – the structure of the volume control $p = \text{var}$

Układ hydrauliczny może być także wyposażony w pompę o zmiennej wydajności wyposażoną w regulator load sensing (rys. 3), który dostosowuje wydajność pompy do natężenia strumienia sterowanego rozdzielaczem dławiącym. W układzie ze sterowaniem load sensing ciśnienie p_{P2} tłoczenia pompy (rys. 3) w sposób ciągły dostosowuje się do chwilowego ciśnienia wymuszanego przez silnik hydrauliczny. Ciśnienie to ustalone jest na poziomie nieco wyższym od ciśnienia panują-

cego w przewodzie sterowania. Różnica $p_{p2} - p_2$, określona napięciem sprężyny w regulatorze LS (rys. 3), powinna zapewnić minimalny spadek ciśnienia odpowiadający jeszcze prawidłowej pracy rozdzielacza dławiącego w przypadku wystąpienia największej strat ciśnieniowej w przewodzie tłocznym pompy. Zastosowanie pompy o zmiennej wydajności wyposażonej w regulator load sensing w układzie o sterowaniu proporcjonalnym daje możliwość jednoczesnej eliminacji strukturalnych strat objętościowych, poważnego obniżenia strukturalnych strat ciśnieniowych, obniżenia strat mechanicznych w silniku hydraulicznym liniowym – siłowniku, a także obniżenie strat mechanicznych i objętościowych w pompie. Obok wyeliminowania strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego, znacząco zmniejszane są również straty ciśnieniowe w rozdzielaczu dławiącym poprzez generowanie w tym rozdzielaczu wymaganego minimalnego spadku ciśnienia w całym zakresie zmiany obciążenia silnika, z uwzględnieniem oporów przepływu w przewodzie łączącym pompę z rozdzielaczem. Jest to więc układ o najwyższej sprawności strukturalnej spośród układów ze sterowaniem dławieniowym prędkości silnika liniowego [4].

4. WPŁYW LEPKOŚCI OLEJU NA CHARAKTERYSTYKI ELEMENTÓW WYBRANYCH UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Opisem strat w układach za pomocą współczynników k_i oraz tworzeniem modeli matematycznych określających sprawność energetyczną układów hydraulicznych zajmuje się od wielu lat Z. Paszota [4–7]. Dzięki znajomości współczynników poszczególnych strat możliwe jest określenie strat i sprawności energetycznej elementów pracujących w układzie napędowym (całkowitej, objętościowej, ciśnieniowej i mechanicznej), a także sprawności całkowitej układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika jako funkcji współczynnika prędkości i współczynnika obciążenia silnika hydraulicznego.

Wartości współczynników k_i i a , charakteryzujące elementy układu, są określane przy lepkości $\nu_n = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ zastosowanego w przekładni oleju hydraulicznego.

Aby ustalić na przykład wpływ lepkości na sprawność objętościową pompy, należy obliczyć wartość współczynnika k_1 strat objętościowych w pompie (zależnych od lepkości) przy rzeczywistej, chwilowej lepkości oleju [5, 7], a następnie określić wykładnik a_{ν} we wzorze (1) [5].

$$q_{P\nu} = k_1 \cdot q_{P1} \left(\frac{\Delta p_{P1}}{p_n} \right)^{a_{P\nu}} \left(\frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{\nu}} \quad (1)$$

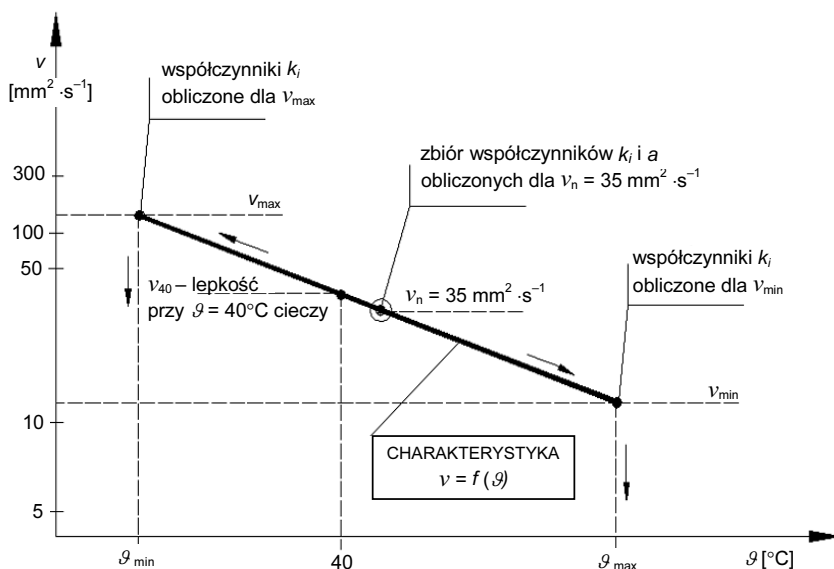
Zakres zmiany temperatury \mathcal{G} eksploatacji układu, tzn. temperatura minimalna \mathcal{G}_{\min} i maksymalna \mathcal{G}_{\max} oleju, jest funkcją wybranej wg norm ISO klasy oleju, określanej lepkością kinematyczną ν_{40} w mm^2s^{-1} przy temperaturze 40°C . Zakres zmiany temperatury eksploatacji stanowi jednocześnie funkcję dopuszczalnych

granic lepkości, określanych przez producentów elementów, a związanych z właściwą pracą tych elementów np.:

$$\nu_{\min} = 10 \div 13 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{i} \quad \nu_{\max} = 115 \div 300 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}.$$

A.S.T.M. (American Society for Testing Materials) opracowała wykresy lepkości – temperatura umożliwiające wystarczająco dokładne określanie lepkości olejów mineralnych w funkcji ich temperatury [5, 7].

Wybrano układ $\log \log \nu - \log T$. W efekcie, jeśli przedstawia się lepkość kinematyczną olejów mineralnych – pochodnych ropy (i większości innych cieczy), określając na osi odciętych temperaturę absolutną T w skali logarytmicznej, a na osi rzędnych – lepkość kinematyczną ν w skali podwójnie logarytmicznej, uzyskuje się przebiegi $\nu = f(T)$ zbliżone do linii prostych [5, 7]. Rysunek 4 przedstawia przykładowy przebieg zmiany lepkości kinematycznej ν wybranego oleju jako funkcji temperatury ϑ (na skali temperatury bezwzględnej T naniesiono temperaturę określoną w $^{\circ}\text{C}$), zasadę wyznaczania zakresu zmiany jego temperatury ϑ (ϑ_{\min} i ϑ_{\max}) w trakcie pracy układu oraz sposób określania współczynników k_i strat energetycznych w elementach układu przy zmieniającej się lepkości ν [5, 7].

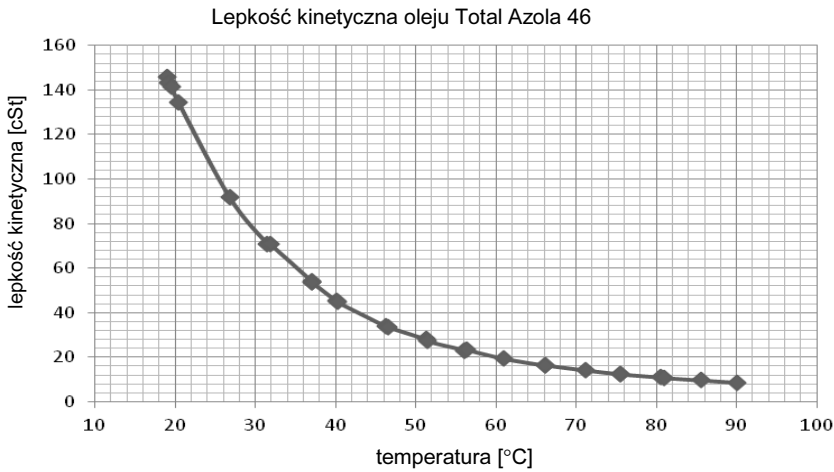


Rys. 4. Zakres zmiany lepkości kinematycznej ν oleju hydraulicznego, zasada wyboru temperatury ϑ jego pracy oraz współczynników k_i i a charakteryzujących elementy układu.

Temperatura minimalna ϑ_{\min} jest funkcją lepkości ν_{40} przy $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$ i maksymalnej dopuszczalnej lepkości ν_{\max} ; temperatura maksymalna ϑ_{\max} jest funkcją lepkości ν_{40} przy $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$ i minimalnej dopuszczalnej lepkości ν_{\min} [7]

Fig. 4. Effects of kinematic viscosity ν of hydraulic oil, the principle of selection of the temperature ϑ his work factors and k_i and a characterizing elements of the system. The minimum temperature is a function of viscosity ν_{40} at $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$ and maximum viscosity ν_{\max} ; ϑ_{\max} maximum temperature is a function of viscosity ν_{40} at $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$ and the minimum permissible viscosity ν_{\min} [7]

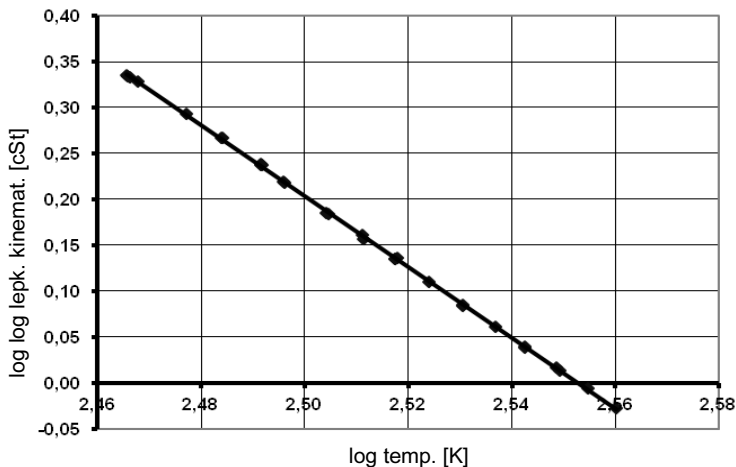
Rysunek 5 przedstawia wykres zmiany lepkości kinematycznej ν oleju hydraulicznego zastosowanego w stanowisku laboratoryjnym. Z wykresu wynika, że zmiana lepkości w przedziale temperatury od 20 do 30°C jest bardzo duża, natomiast zmiana lepkości w przedziale temperatury od 50 do 60°C jest dużo mniejsza (ok. 4 razy mniejsza).



Rys. 5. Zakres zmiany lepkości kinematycznej ν oleju hydraulicznego na stanowisku badawczym

Fig. 5. Range of kinematic viscosity ν of hydraulic oil on the research stand

Rysunek 6 przedstawia zakres zmiany, wykonany w skali logarytmicznej, lepkości kinematycznej ν oleju hydraulicznego, wykorzystywanego na stanowisku przeznaczonym do badań układów hydrostatycznych.



Rys. 6. Zakres zmiany lepkości kinematycznej ν oleju hydraulicznego na stanowisku badawczym w skali logarytmicznej

Fig. 6. Range of kinematic viscosity ν of hydraulic oil on the hydraulic stand in a logarithmic scale

W badanych dwóch układach z pompą o stałej wydajności zastosowano pompę wielotłoczkową osiową z wychylnym wirnikiem typu A7.VSO.58DR firmy Hydromatic (rys. 8), pracującą przy ustalonej wydajności teoretycznej $Q_{Pt} = 0,000805 \text{ m}^3/\text{s}$ ($48,3 \text{ dm}^3/\text{min}$). Przepływ strumienia cieczy w pompie wyporowej jest realizowany za pomocą zmiany objętości komór roboczych, które alternatywnie, zasysają lub wytłaczają ciecz. Ustaloną wydajność teoretyczną Q_{Pt} uzyskano, zmieniając kąt wychylenia wirnika.

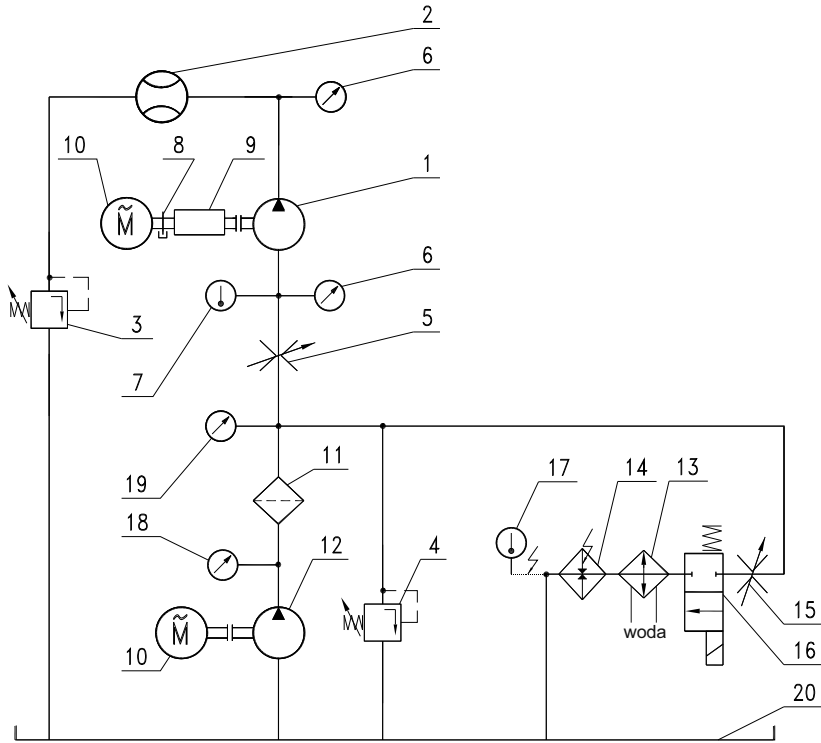
W celu wyznaczenia charakterystyki pompy $q_P = f(p_{P2})$ dla $p_{\min} \leq p_{P2} \leq 160 \text{ bar}$ zmontowano układ według schematu przedstawionego na rysunku 7. Następnie pompę wyporową o ustalonej wydajności poddano badaniom z uwzględnieniem zmiany temperatury (lepkości) oleju hydraulicznego.

Pompy nie można uszczelnić całkowicie. Zawsze istnieją luzy pomiędzy współpracującymi częściami, np. pomiędzy tłoczkiem a cylinderkiem, rozdzielaczem a korpusem. Przez szczeliny część strumienia tłoczonego przez pompę wraca z powrotem w postaci przecieków ze strony wysokiego ciśnienia na stronę niskiego ciśnienia, czyli w kierunku przeciwnym do kierunku tłoczenia.

Natężenie przepływu przecieków zależy od wymiarów geometrycznych szczelin, różnicy ciśnień i lepkości cieczy. Zakładając stałość wymiarów geometrycznych i lepkości, można przyjąć, że wartość natężenia przepływu przecieków zależy przede wszystkim od ciśnienia w kanale tłocznym pompy.

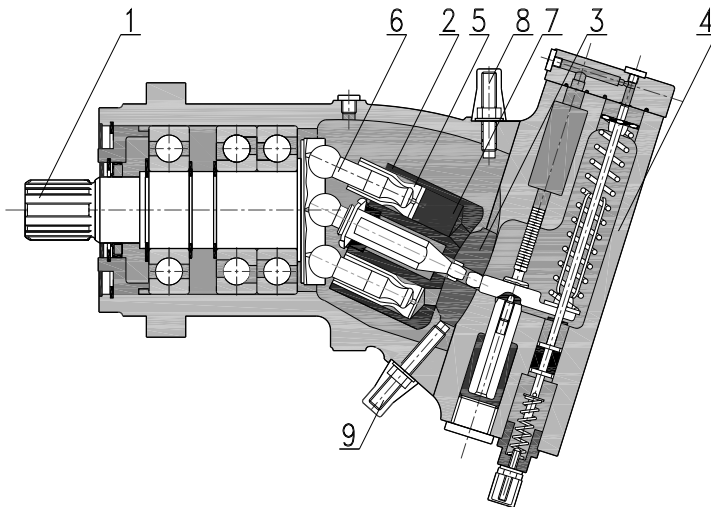
Badana pompa wielotłoczkowa osiowa (1) o stałej wydajności (rys. 7) napędzana jest silnikiem elektrycznym (10) o stałej prędkości obrotowej. Wartość ciśnienia w kanale tłocznym pompy nastawiano zaworem przelewowym (3) w zakresie od p_{\min} (zawór otwarty całkowicie) do $p_{\max} = 160 \text{ bar}$. Natężenie przepływu mierzono przepływomierzem (2). Po włączeniu silnika elektrycznego (10), olej tłoczony przez pompę (1) przepływa przez zawór przelewowy (3), przepływomierz (2) i wraca do zbiornika. Przy całkowicie otwartym zaworze (3) przepływ oleju odbywał się kosztem spadku ciśnienia wywołanego oporami przepływu, wynikającymi z tarcia lepkiego cieczy oraz zmiennej geometrii przewodów i kanałów.

W celu wyznaczenia charakterystyki $q_P = f(p_{P2})$ (rys. 9) zmieniano wartość ciśnienia od p_{\min} do 160 bar. Wzrost wartości ciśnienia uzyskiwano za pomocą zaworu przelewowego (3) (rys. 7). Uzyskano charakterystyki $q_P = f(p_{P2})$ badanej pompy – różne w zależności od lepkości oleju, co pokazano na rysunku 9. Można tu zauważyć, że im wyższe jest ciśnienie, tym większe występują przecieki w pompie, a więc mniejsza jest jej wydajność rzeczywista. Z wykresu wynika również, że wraz ze wzrostem lepkości oleju wydajność pompy rośnie, co wynika z mniejszego natężenia przecieków w pompie, występujących między współpracującymi elementami. Zobrazowano to za pomocą krzywych, które zmieniają swoje nachylenie, przybierając coraz większy kąt w stosunku do osi odciętych – ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym. Przedstawione w legendzie temperatury oleju dotyczą kolejnych krzywych, poczynając od góry wykresu.



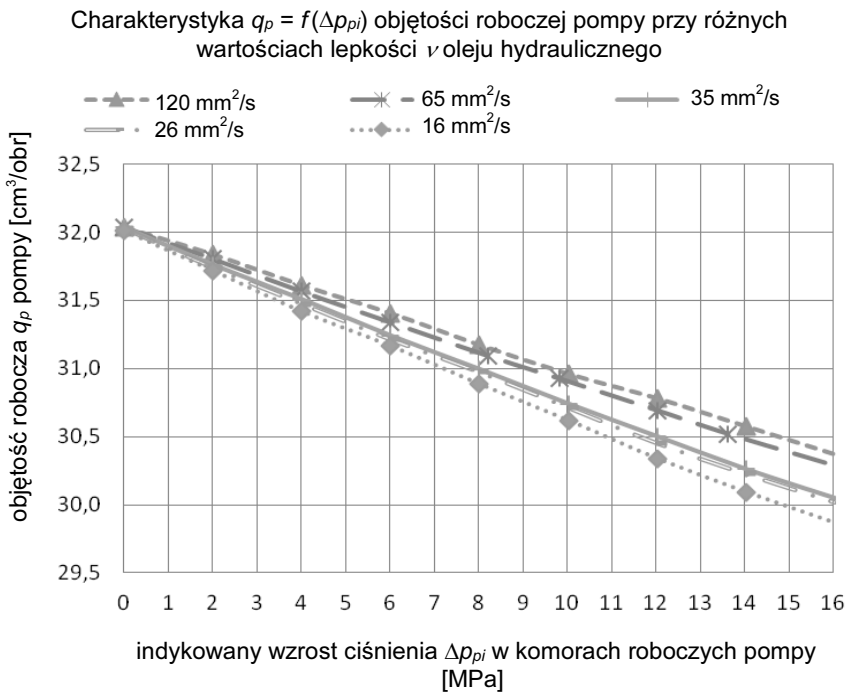
Rys. 7. Schemat stanowiska laboratoryjnego badania pompy wyporowej typu A7.VSO.58DR firmy Hydromatic o ustalonej wydajności; 1 – badana pompa, 2 – przepływomierz tłokowy, 3, 4 – zawór przelewowy, 5, 15 – zawór dławiący, 6 – czujnik ciśnienia, 7 – czujnik temperatury, 8 – czujnik prędkości obrotowej, 9 – czujnik momentu obrotowego, 10 – silnik asynchroniczny, 11 – filtr, 12 – pompa śrubowa zasilania wstępnego, 13 – chłodnica, 14 – nagrzewnica elektryczna, 16 – zawór, 17 – termostat, 18 – manometr, 19 – wakuometr, 20 – zbiornik

Fig. 7. The scheme of the laboratory allows testing positive displacement pump type A7.VSO.58DR company Hydromatic fixed performance; 1 – the test pump, 2 – piston flowmeter, 3, 4 – bypass valve, 5, 15 – throttle valve, 6 – pressure sensor, 7 – temperature sensor, 8 – speed sensor, 9 – torque sensor, 10 – asynchronous motor, 11 – filter, 12 – screw pump supply the initial, 13 – cooler, 14 – electric heater, 16 – valve, 17 – thermostat, 18 – gauge, 19 – vacuum gauge, 20 – a tank



Rys. 8. Badana pompa wyporowa typu A7.VSO.58DR firmy Hydromatic o ustalonej wydajności na obrót i jej szkic konstrukcyjny

Fig. 8. Tested positive displacement pump type A7.VSO.58DR company Hydromatic with constant capacity and its constructive sketch



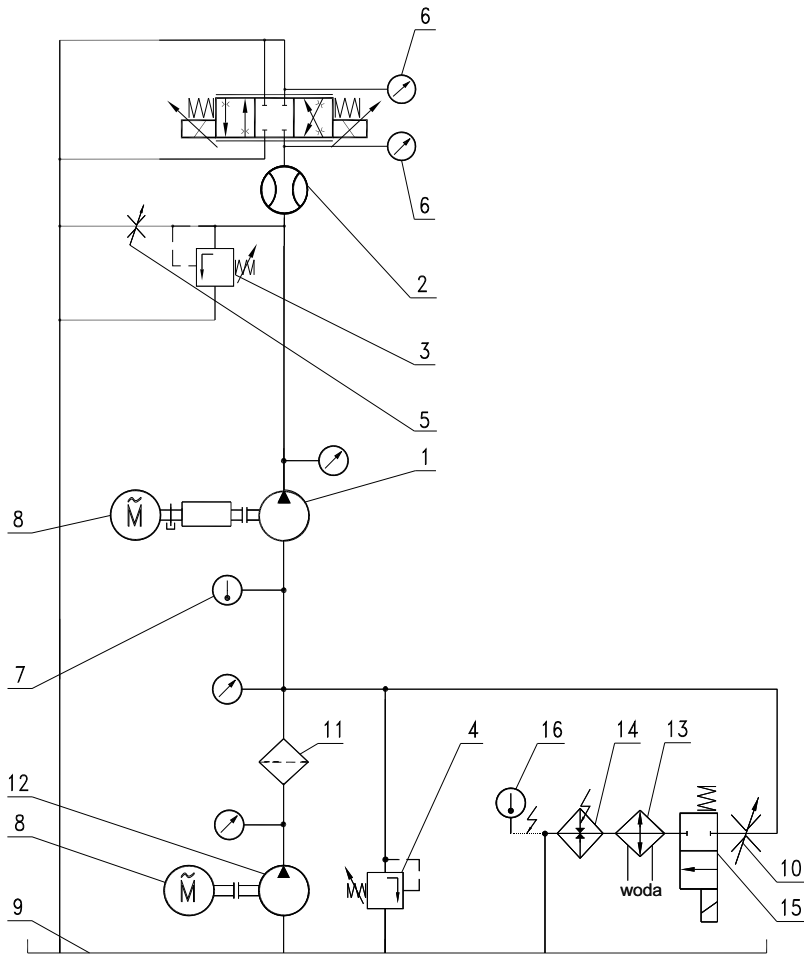
Rys. 9. Objętość robocza q_p pompy typu A7.VS0.58.DR firmy Hydromatik jako funkcja ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym przy różnych lepkościach oleju hydraulicznego

Fig. 9. Characteristics of the working volume q_p of the pump A7.VS 0.58.GR company Hydromatik as a function of pressure in the pressure pipe p_{P2} at different viscosities of hydraulic oil

Współczynnik k_1 strat objętościowych q_{pv} , określonych w trakcie jednego obrotu wału pompy o stałej i o zmiennej wydajności, przy przyroście ciśnienia Δp_{pi} równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego – $\Delta p_{pi} = p_n$ i przy lepkości ν_n strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy, opisuje wzór [5, 7]:

$$k_1 = \frac{q_{Pv}|_{q_{Pt}; \Delta p_{Pi} = p_n; \nu_n}}{q_{Pt}} = \frac{Q_{Pv}|_{q_{Pt}; \Delta p_{Pi} = p_n; \nu_n}}{n_{P}|_{q_{Pt}; \Delta p_{Pi} = p_n; \nu_n}} \frac{1}{q_{Pt}} \quad (2)$$

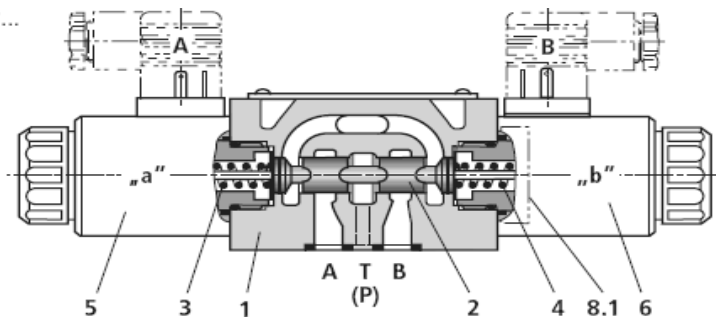
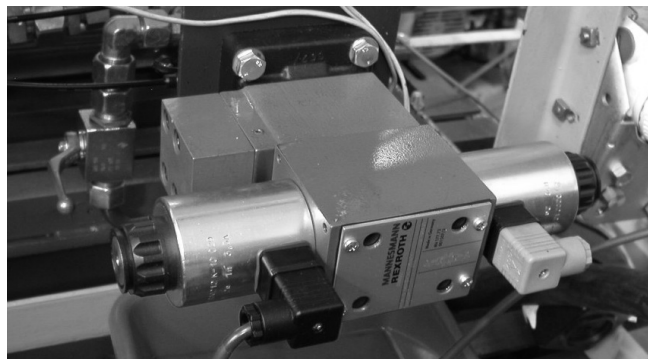
Obliczono wartość k_1 współczynnika strat objętościowych w komorach roboczych pompy dla lepkości ν oleju hydraulicznego równej $35 \text{ mm}^2/\text{s}$: $k_{|35 \text{ mm}^2/\text{s}} = 0,062$.



Rys. 10. Schemat stanowiska laboratoryjnego badania rozdzielacza proporcjonalnego typu 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4 firmy Rexroth; 1 – pompa, 2 – przepływomierz tłokowy, 3, 4 – zawór przelewowy, 5, 10 – zawór dławiący, 6 – czujnik ciśnienia, 7 – czujnik temperatury, 8 – silnik asynchroniczny, 9 – zbiornik, 11 – filtr, 12 – pompa zasilania wstępnego, 13 – chłodnica, 14 – nagrzewnica elektryczna, 15 – zawór, 16 – termostat

Fig. 10. The scheme of the test stand which allows research of proportional distributor type 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4 Rexroth; 1 – pump, 2 – piston flow meter, 3, 4 – overflow valve, 5, 10 – throttle valve, 6 – pressure sensor, 7 – temperature sensor, 8 – asynchronous motor, 9 – tank, 11 – filter, 12 – screw pump power initial, 13 – cooler, 14 – electric heater, 15 – valve, 16 – thermostat

Na rysunku 11 przedstawiono, zastosowany w układzie zarówno stałociśnieniowym $p = cte$, jak i zmiennociśnieniowym $p = var$, rozdzielacz proporcjonalny typu 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4. Podstawowymi elementami rozdzielacza są: suwak (2) przesuwany osiowo w korpusie (1). W każdym z położen suwaka rozdzielacz proporcjonalny realizuje określony układ połączeń pomiędzy kanałami P, T i A, B.



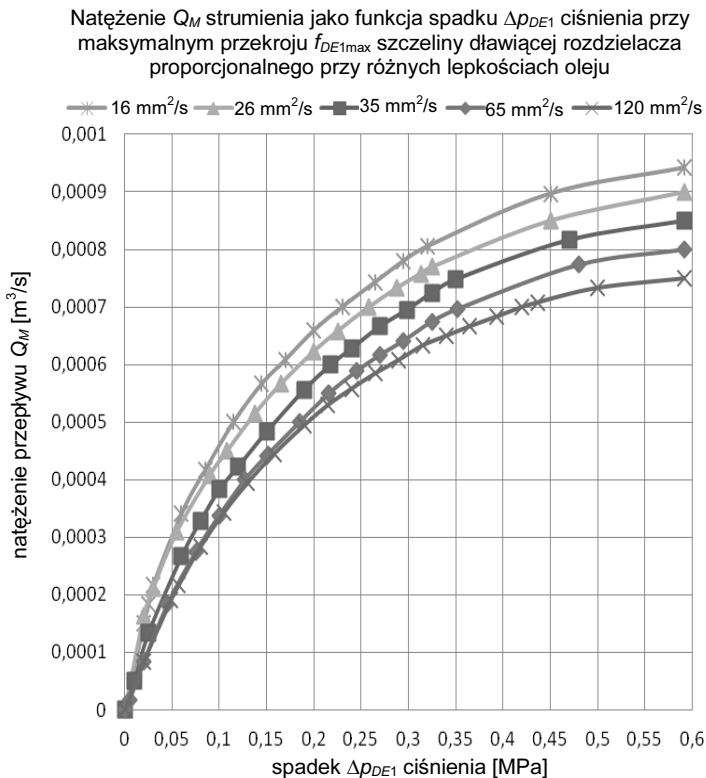
Rys. 11. Rozdzielacz proporcjonalny typu 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4 firmy Rexroth zainstalowany na stanowisku badawczym i jego szkic konstrukcyjny; 1 – korpus, 2 – suwak, 3, 4 – sprężyna, 5, 6 – elektromagnes, 8.1 – kołpak montowany w przypadku braku jednego z elektromagnesów [1]

Fig. 11. Proportional type 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4 Rexroth installed on the test stand and its constructive sketch; 1 – body, 2 – slider, 3, 4 – spring, 5, 6 – electromagnet, 8.1 – cap fitted, in the absence of one of the electromagnets [1]

W badanym rozdzielaczu drogi przepływu strumienia cieczy są otwierane suwakiem za pomocą jednego z elektromagnesów (5) lub (6) (rys. 11). Elektryczny sygnał wejściowy w postaci napięcia zostaje w elektronicznym wzmacniaczu (niepokazanym na rysunku) przetworzony w prąd elektryczny. Proporcjonalnie do wartości prądu jako sygnału wejściowego zostaje przez zespół elektromagnes–sprężyna wytworzona wielkość wyjściowa w postaci siły. Wielkość siły, służąca jako sygnał wejściowy dla rozdzielacza dławiącego wyposażonego w sprężynę, oznacza proporcjonalnie do tego sygnału określone przesunięcie suwaka, a w efekcie określoną wielkość pola szczeliny dławiącej. Dla odbiornika, np. siłownika, oznacza to nie tylko ewentualną zmianę kierunku, lecz również wywarcie wpływu na zmianę jego prędkości. W celu zmiany natężenia strumienia cieczy roboczej przepływającej przez rozdzielacz proporcjonalny, zmieniane jest bowiem pole szczeliny dławiącej.

W celu sporządzenia charakterystyki $Q_M = f(\Delta p_{DEI})$ (przedstawionej na rysunku 12), a dotyczącej badanego rozdzielacza proporcjonalnego typu 4WRA 10 E60–21/G24 N9 K4, zmontowano układ według schematu przedstawionego na rysunku 10.

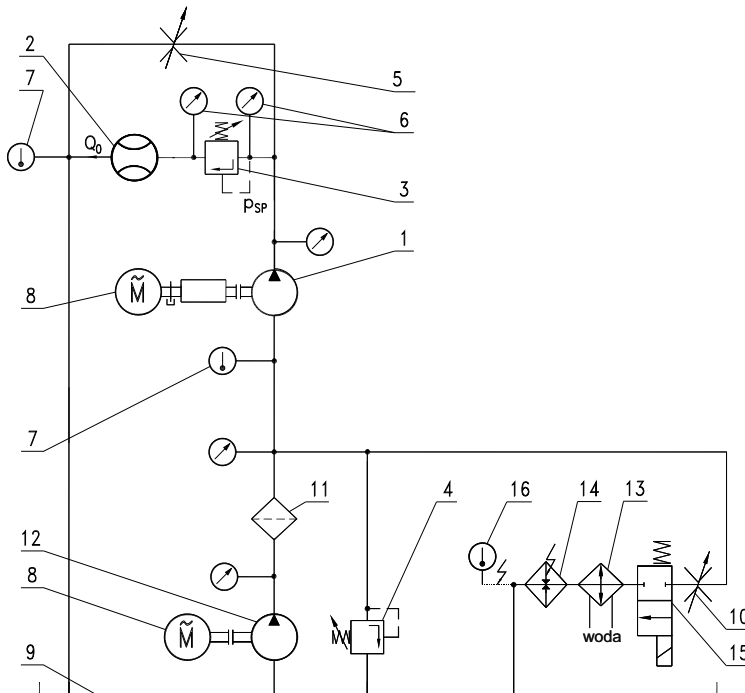
Charakterystyki szczelin dławiących w rozdzielaczu, przedstawione na rysunku 12, sporządzono doświadczalnie, ustalając zależność natężenia Q_M od spadku ciśnienia Δp_{DE1} przy ustalonych wielkościach pola szczeliny i lepkości ν oleju. Na podstawie wyników pomiarów odczytano spadki ciśnień Δp_{DE1} i Δp_{DE2} w szczelinach rozdzielacza, posiadających równe szczeliny dławiące $f_{DE1} = f_{DE2}$, które z racji zastosowania w badanych układach siłownika dwutłoczkowego są równe i wynoszą $\Delta p_{DE1} = \Delta p_{DE2} = 0,592$ MPa. Z wykresu wynika, że lepkość oleju ma zasadniczy wpływ na opory przepływu w każdej ze szczelin dławiących występujących w badanym rozdzielaczu. Krzywe pokazane na rysunku 12 wraz ze wzrostem lepkości oleju wykazują coraz mniejsze nachylenie w stosunku do osi odciętych – spadku Δp_{DE1} ciśnienia.



Rys. 12. Natężenie Q_M strumienia jako funkcja spadku Δp_{DE1} ciśnienia przy maksymalnym przekroju f_{DE1max} szczeliny dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego 4WRA 10 E60–21/G24 N9K4 przy różnych lepkościach ν oleju hydraulicznego

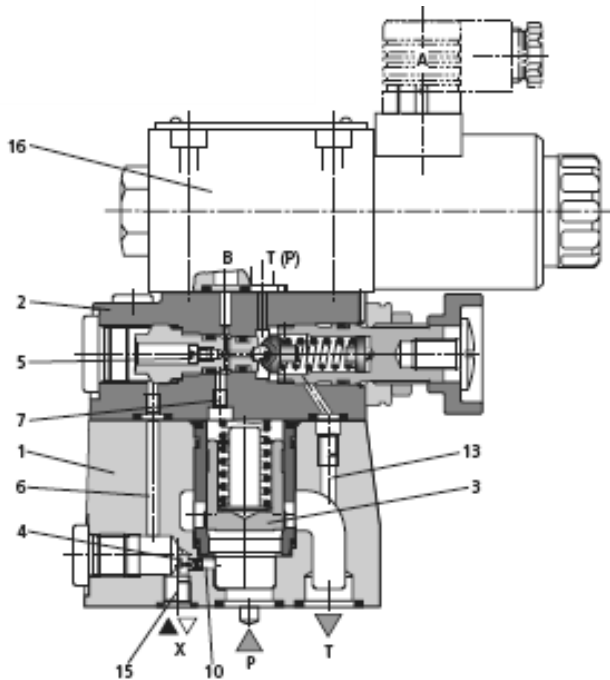
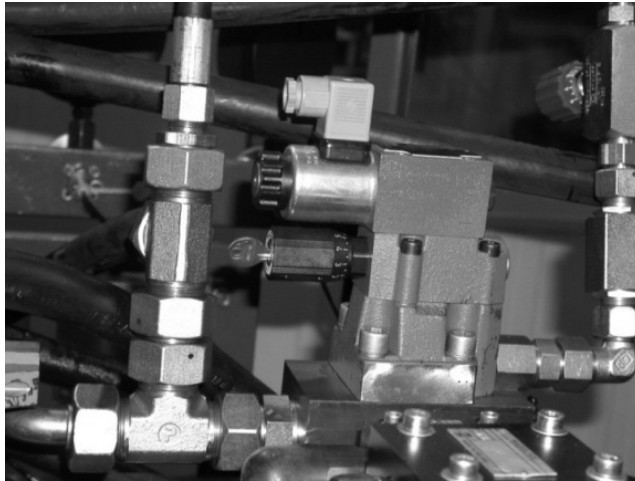
Fig. 12. Intensity Q_M of the stream as a function of pressure decrease Δp_{DE1} at the maximum section f_{DE1max} of proportional 4WRA 10 E60–21 / G24 N9K4 at different viscosities hydraulic oil

Zawór przelewowy typu DBW 10 A3-52\315XU 6E G2 4N9K4 (rys. 14) jest sterowany pośrednio zaworem przelewowym bezpośredniego działania. Jego zadanie polega na uzyskiwaniu określonej wartości ciśnienia, niezależnie od natężenia cieczy przepływającej przez ten zawór. Ciśnienie ustalone przez zawór przelewowy zależy od siły sprężyny, którą porównuje się do siły parcia cieczy działającej na powierzchnię elementu zamykającego zawór. Jego otwarcie następuje przy ciśnieniu odpowiadającym napięciu wstępnemu sprężyny. Wraz ze wzrostem natężenia przepływu przez zawór ciśnienie to rośnie, ponieważ zwiększa się siła sprężyny (widać to na rysunku 15). Nachylenie charakterystyki przepływowej (rys. 15) zaworu zależy od sztywności sprężyny oraz od zależności pomiędzy wielkością ugięcia sprężyny a powierzchnią przekroju przepływowego.



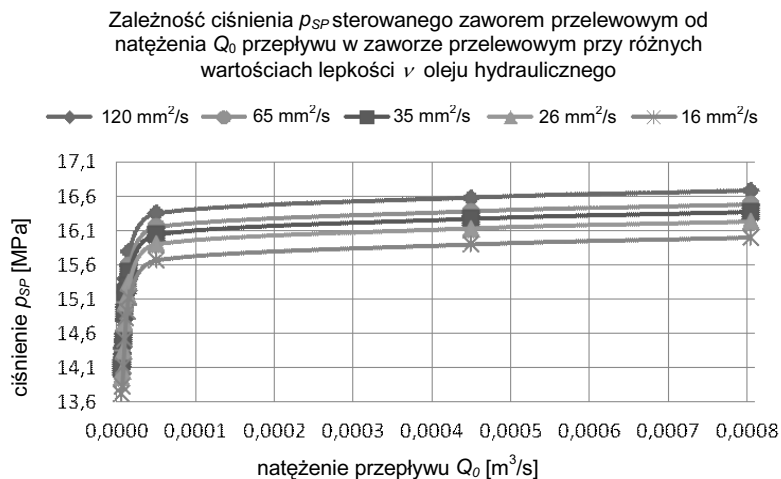
Rys. 13. Schemat stanowiska laboratoryjnego umożliwiającego badanie zaworu przelewowego SP pośredniego działania typu DBW 10 A3-52\315XU 6E G2 4N9K4 firmy Rexroth; 1 – pompa, 2 – przepływomierz tłokowy, 3, 4 – zawór przelewowy, 5, 10 – zawór dławiący, 6 – czujnik ciśnienia, 7 – czujnik temperatury, 8 – silnik asynchroniczny, 9 – zbiornik, 11 – filtr, 12 – pompa śrubowa zasilania wstępnego, 13 – chłodnica, 14 – nagrzewnica elektryczna, 15 – zawór, 16 – termostat

Fig. 13. The scheme of the laboratory testing to enable the overflow valve SP indirect action type DBW 10 A3-52\315XU 6E G2 4N9K4 Rexroth; 1 – pump, 2 – piston flow meter, 3, 4 – overflow valve, 5, 10 – throttle valve, 6 – pressure sensor, 7 – temperature sensor, 8 – asynchronous motor, 9 – tank, 11 – filter, 12 – screw pump power initial, 13 – cooler, 14 – electric heater, 15 – valve, 16 – thermostat



Rys. 14. Badany zawór przelewowy SP pośredniego działania typu DBW 10 A3-52\315XU 6E G2 4N9K4 firmy Rexroth i jego szkic konstrukcyjny; 1 – zawór główny, 2 – zawór sterowania wstępnego, 3 – suwak główny, 4, 5 – dysza, 6, 7, 10, 13 – wewnętrzne przewody sterujące, 15 – przyłącze, 16 – rozdzielacz odciążający [1]

Fig. 14. The overflow valve SP indirect action type DBW 10 A3-52\315XU 6E G2 4N9K4 Rexroth and its constructive sketch; 1 – main valve, 2 – control valve, 3 – the main slider, 4, 5 – nozzle, 6, 7, 10, 13 – internal control lines, 15 – port, 16 – relief divider [1]



Rys. 15. Zależność ciśnienia p_{SP} sterowanego zaworem przelewowym od natężenia Q_0 przepływu w badanym zaworze DBW 10 A3–52\315XU 6E G2 4N9K4 przy różnych lepkościach oleju hydraulicznego

Fig. 15. The pressure dependence p_{SP} controlled overflow valve on the intensity of Q_0 the flow test valve DBW 10 A3–52\315XU 6E G2 4N9K4 at different viscosities hydraulic oil

Zawór jest wyposażony w rozdzielacz suwakowy (16) umożliwiający odcięcie suwaka głównego (3) (rys. 14). Działanie rozdzielacza załączającego zawór przelewowy może powodować szkodliwe dla pompy uderzenia dynamiczne ciśnienia, toteż w układzie zastosowano nastawny zawór dławiący (2) płynnie sterujący poziom ciśnienia.

W celu określenia współczynnika a wzrostu ciśnienia sterowanego zaworem przelewowym SP typu DBW wykonano badania zaworu. Charakterystyki zaworu pokazano na rysunku 15. Z wykresu, który przedstawia zależność ciśnienia p_{SP} sterowanego zaworem przelewowym od natężenia Q_0 przepływu w badanym zaworze DBW 10 A3–52\315XU 6E G2 4N9K4 przy różnych lepkościach oleju hydraulicznego, wynika, że wraz ze zmniejszaniem się lepkości oleju charakterystyka przesuwają się w dół. Poszczególne krzywe są do siebie równoległe.

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W artykule przedstawiono wpływ lepkości oleju na charakterystyki wybranych elementów układów hydraulicznych. Zakres niskich temperatur oleju pracującego w układzie hydrostatycznym jest niedopuszczalny głównie z powodu złych warunków zasysania pompy i zjawiska kawitacji, a w razie całkowitego przerwania strumienia na ssaniu pompy – z powodu możliwości zatarcia pompy na skutek braku smarowania. Z kolei zakres wysokich temperatur oleju nie nadaje się do pracy nie tylko z powodu nadmiernego spadku lepkości i związanego z tym wzrostu przecieków, lecz także ze względu na przyspieszony rozkład oleju.

Z przeprowadzonych badań wynikają następujące wnioski:

1. W elementach układu hydraulicznego występują straty energetyczne, które są między innymi funkcją lepkości zastosowanej cieczy roboczej, a także straty energetyczne, które praktycznie nie zależą od lepkości.
2. W artykule przedstawiono zakres zmiany lepkości kinematycznej oleju hydraulicznego wykorzystywanego jako medium na stanowisku badawczym, opis, schematy badanych układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym siłownika oraz charakterystyki dotyczące wybranych elementów, będące wynikiem badań i niezbędne do określenia współczynników strat występujących w badanych układach.
3. Obliczono wartość k_1 współczynnika strat objętościowych w komorach roboczych pompy: $k_{1|35 \text{ mm}^2/\text{s}} = 0,062$.
4. Określona wartość współczynnika k_1 umożliwia ocenę ilościową i jakościową strat objętościowych w pompie. Straty objętościowe wymagają zwiększenia geometrycznej wydajności pompy, są związane przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami wporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza, są również efektem ściśliwości cieczy, zmiany objętości roboczej komór pompy oraz zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.
5. Podczas badań uzyskano wykres $q_p = f(\Delta p_{pi})$ pompy, na którym znajdują się krzywe różne w zależności od lepkości oleju. Z wykresu wynika również, że wraz ze wzrostem lepkości oleju wydajność pompy rośnie, co spowodowane jest mniejszym natężeniem przecieków w korpusie pompy, występujących między współpracującymi elementami.
6. Na podstawie otrzymanej charakterystyki rozdzielacza proporcjonalnego można stwierdzić, że lepkość oleju ma wpływ na opory przepływu w każdej ze szczelin dławiących występujących w badanym rozdzielaczu. Przepływ cieczy w kanałach rozdzielacza proporcjonalnego też jest przepływem burzliwym, choć nie takim jak w zaworze ostro krawędziowym dławiącym. Ma się tu do czynienia z charakterystyką nie szczeliny dławiącej, lecz z charakterystyką całego korpusu, w którym występuje określona szczelina dławiąca. Mimo że w kanałach rozdzielacza występuje przepływ burzliwy, nie jest on przepływem burzliwym w pełni rozwiniętym, i dlatego wpływ lepkości na straty ciśnienia w kanałach, a w związku z tym spadek ciśnienia w samej szczelinie rozdzielacza dławiącego zmniejsza się przy rosnącej lepkości, ponieważ rosną składowe oporów przepływu w kanałach.
7. Z wykresu przedstawionego na rysunku 12 wynika istotny wpływ lepkości na charakterystykę rozdzielacza proporcjonalnego.
8. Z wykresu na rysunku 15, który przedstawia zależność ciśnienia p_{SP} sterowanego zaworem przelewowym od natężenia Q_0 przepływu w badanym zaworze przy różnych lepkościach oleju hydraulicznego, widać, jak duży jest wpływ lepkości oleju na pracę tego zaworu.

LITERATURA

1. Bosch Rexroth AG, *Mobile Hydraulics*, Elchingen, Germany 2013.
2. Jasiński R., *Eksploatacja napędów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia. Część I. Eksploatacja w warunkach szoku termicznego*, Hydraulika i Pneumatyka, 2011, nr 2.
3. Paszota Z., *Conception of hydraulic central system*, Gdansk University of Technology, Gdańsk 1974.
4. Paszota Z., *Energooszczędne układy serwowmechanizmu hydraulicznego*, materiały IV Konferencji „Okrętownictwo i Oceanotechnika – Technika Portowa i Wyposażenie Pokładowe Statków”, Politechnika Szczecińska, Polska Akademia Nauk, Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Międzyzdroje, 3–5.06.1998.
5. Paszota Z., *Energy losses in hydrostatic drive*, LAP Lambert, Academic Publishing 2016.
6. Paszota Z., *Hydrauliczny układ indywidualny z pompą o zmiennej wydajności i ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika – model strat i sprawności energetycznej*, materiały VII Seminarium „Napędy i Sterowanie’ 2001”, Politechnika Gdańska, Gdańsk 8.02.2001.
7. Paszota Z., *Wpływ lepkości cieczy roboczej na zakres zmiany parametrów pracy silnika hydraulicznego i sprawność energetyczną układu o sterowaniu proporcjonalnym*, [w:] *Badania, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, E. Palczak (red.), Biblioteka „Cylinder”, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2004.
8. Patent. Poland, no. 95211. *System of central feeding of hydraulic motor assembly, particularly of ship deck equipment* (in Polish). Gdansk University of Technology, Co – authors of the invention: Paszota Z., Andersohn M., Miśniakiewicz T., Niesłuchowski W., Skiba J., Ścisłowski J. Application no. P174081 of 13.09.1974. Patent granted 15.03.1978 (conception of the Load Sensing control).
9. Skorek G., *Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego ze sterowaniem proporcjonalnym na tle sterowania objętościowego*, Hydraulika i Pneumatyka, 2013, nr 6.

PRESENTATION OF THE IMPACT OF OIL VISCOSITY ON THE CHARACTERISTICS OF SELECTED ELEMENTS IN HYDRAULIC SYSTEMS WITH PROPORTIONAL CONTROL OF CYLINDER

Summary

The article presents the effect of oil viscosity on the characteristics of the components selected hydraulic systems. Range is inadmissible low temperatures mainly due to bad suction pump cavitation and, in the event of total interruption of flow on the suction side of the pump – due to seizing of the pump due to lack of lubrication. Furthermore, the high temperature is not suitable for use not only because of an excessive drop in viscosity and associated increase in leakage, but also for accelerated decomposition of oil. The elements are hydraulic energy losses which are, inter alia, a function of the viscosity of the working fluid used and the energy losses which practically depends on the viscosity. The article presents the range of changes in the kinematic viscosity of the hydraulic oil used as a medium on the test bench, description, schematics studied hydraulic systems of proportional control actuator and the characteristics for the selected items as a result of research and necessary for the determination of the losses occurring in the systems.

Keywords: oil viscosity, proportional control, pump, distributor.