PORÓWNANIE DWÓCH UKŁADÓW HYDROSTATYCZNYCH ZE STEROWANIEM DŁAWIENIOWYM – ZASADA DZIAŁANIA, ROZKŁAD CIŚNIEŃ ORAZ STRATY MOCY

W artykule porównano dwa układy ze sterowaniem dlawieniowym, zasilane pompą o stałej wydajności. Przedstawiono również rozkład ciśnień w układach oraz formę graficzną, ilustrującą moce i straty mocy w poszczególnych elementach. Porównano zarówno wielkość mocy poszczególnych strat, wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego liniowego, jak i moc pobieraną przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, konieczną do zapewnienia wymaganej niezmienionej wielkości użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego liniowego. 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, bądź pompą współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem na dopływie do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy umożliwia obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym.

Słowa kluczowe: sprawność, moc, straty mocy, struktura sterowania, układ hydrostatyczny, sterowanie dławieniowe, pompa, rozdzielacz proporcjonalny, siłownik.

WPROWADZENIE

Jeśli przyjąć kryterium energooszczędnościowe dla układów hydraulicznych z dławieniowym systemem sterowania, to szczególnie ważna staje się możliwość stosowania alternatywnych rozwiązań. Jednym ze sposobów rozwiązania tych trudności w układzie z pompą o stałej wydajności jest zastosowanie zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z aktualnie dopływowej komory siłownika.

W artykule przedstawiono porównanie dwóch układów z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności:

- z zastosowaniem zaworu przelewowego struktura stałociśnieniowa p = cte (rys. 1),
- z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika struktura zmiennociśnieniowa *p* = var (rys. 2).



Rys. 1. Schemat badanego układu zasilanego przy stałym ciśnieniu **Fig. 1.** Diagram of researched hydraulic system fed at a constant pressure

Najczęściej spotykanym układem sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego jest układ (rys. 1), w którym rozdzielacz proporcjonalny zasilany jest pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym, stabilizującym stały poziom ciśnienia zasilania p = cte. Spadek ciśnienia w siłowniku równoważy obciążenie działające na siłownik. Rozdzielacz proporcjonalny generuje dwa spadki ciśnienia na dopływie i odpływie z siłownika. Pompa w układzie stałociśnieniowym ma za zadanie przed zaworem przelewowym generować ciśnienie, które będzie nie mniejsze od ciśnienia wymaganego przez siłownik. Silnik hydrauliczny liniowy, będący w układzie elementem wykonawczym, może wymagać ciśnienia w zależności od swego obciążenia, zmieniającego się od zera do wartości nominalnej. Przy dochodzeniu do wartości nominalnej obciążenia spadek ciśnienia w szczelinach dławiących rozdzielacza dąży do zera [5].



Rys. 2. Parametry pracy układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia (*p* = var)

Fig. 2. Working parameters of the system with proportional value fed by a constant capacity pump cooperating with an overflow value controlled in a variable pressure system (p = var)

Można stwierdzić, iż zespół pompy i zaworu przelewowego w układzie p = cte jest zespołem gotowym do zasilania układu przy maksymalnym ciśnieniu i maksymalnej wydajności. Jednakże nie jest on zwykle wykorzystywany w takim stopniu, ponieważ element wykonawczy w danym momencie jest obciążony siłą, która wymaga spadku ciśnienia mniejszego od nominalnego.

Układ ten (rys. 1) uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, równą sprawności układu bez sterowania dławieniowego, jedynie w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \overline{M}_M obciążenia i współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości silnika. Przy obniżającym się obciążeniu silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się prędkości silnika, sprawność η układu gwałtownie maleje [3, 5].

Istnieją możliwości zmniejszania strat energetycznych w elementach układu o sterowaniu proporcjonalnym (w pompie, w zespole sterowania dławieniowego i w silniku hydraulicznym, szczególnie w silniku liniowym), a więc możliwości podwyższania sprawności energetycznej układu z rozdzielaczem dławiącym. 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 = var (rys. 2) umożliwia obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [3].

W układzie zmiennociśnieniowym p = var można poważnie obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe (7,5-krotnie) i objętościowe (5,3-krotnie) w zespole sterowania dławieniowego, straty mechaniczne w siłowniku (4,2-krotnie) i pompie (1,2-krotnie) oraz straty objętościowe w pompie (16-krotnie).

Struktura zmiennociśnieniowa p = var reprezentuje układ z pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym, sterowanym ciśnieniem zasilania siłownika (rys. 2). Jest rozwiązaniem korzystnym z punktu widzenia sprawności energetycznej zarówno samego siłownika, jak i pompy oraz całego układu sterowania.

Układ p = var (rys. 2 i 5), z zaworem przelewowym, sterowanym aktualnym ciśnieniem p_2 odpływu rozdzielacza do komory dopływowej siłownika, pozwala na dostosowanie poziomu ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy do panującego obciążenia siłownika, czyli ciśnienia p_2 tak, że ogranicza stratę Δp_{DE1} , ciśnienia w szczelinie f_{DE1} rozdzielacza. Spadek Δp_{DE1} ciśnienia w rozdzielaczu jest zmniejszony w porównaniu ze spadkiem Δp_{DE1} w strukturze p = cte (np. $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1} \approx 1,5$ MPa w przypadku zastosowania zaworu przelewowego ZPS o $\Delta p_{SPS} = 1,5$ MPa) i praktycznie stałą prędkość tłoka niezależną od obciążenia. Jest to efektem utrzymywania praktycznie stałego spadku ciśnienia Δp_{DE1} w szczelinie dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego [5].

Zawór dławiący *DE*1 w rozdzielaczu proporcjonalnym *DE* i zawór przelewowy sterowany *SPS* (rys. 2) tworzą tzw. trójdrogowy regulator przepływu, który stabilizuje (przy pominięciu oporów przepływu w przewodach) spadek ciśnienia Δp_{DE1} w zaworze dławiącym rozdzielacza.

1. WPŁYW STEROWANIA PROPORCJONALNEGO NA ROZKŁAD CIŚNIEŃ W SIŁOWNIKU

Sterowanie proporcjonalne siłownika polega na dławieniu strumienia cieczy zarówno na jego dopływie, jak i odpływie (rys. 2, 5). W wyniku podwyższonego ciśnienia panującego w obydwu komorach siłownika powstają niekorzystne warunki pracy uszczelnień [5].

W układzie stałociśnieniowym, bez względu na wielkość obciążenia działającego na siłownik, pompa pracuje pod ciśnieniem bliskim p_n wynikającym z ciśnienia otwarcia zaworu przelewowego. Przy założeniu, że spadek Δp_M (rys. 3) ciśnienia w siłowniku jest równy zeru ($\Delta p_M = 0$) oraz że straty Δp_{C1} , Δp_{C2} , $\Delta p_{C3'}$, $\Delta p_{C3''}$ ciśnienia w przewodach łączących są również równe zeru, ciśnienie $p_{P2} = p_{SP} \approx p_n$, wytworzone przez pompę i współpracujący z nią zawór przelewowy, zostanie wytracone w rozdzielaczu proporcjonalnym, wywołując spadki (rys. 3) [5]:

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{DE2} = 0,5 \ p_n. \tag{1}$$

W przypadku $\Delta p_M = 0.5 p_n$ wystąpią spadki $\Delta p_{DE1} = \Delta p_{DE2}$ równe połowie różnicy ciśnienia p_n i spadku Δp_M :

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{DE2} = 0.5 \ (p_n - \Delta p_M) = 0.25 \ p_n.$$
⁽²⁾

Szczególny przypadek, przy $\Delta p_M = 0$, uwidacznia wpływ spadku Δp_{DE2} ciśnienia w szczelinie odpływowej rozdzielacza na rozkład ciśnień w siłowniku. Właśnie wtedy w obu komorach panowałoby ciśnienie $p_{M1} = p_{M2} = 0,5 p_n$ (rys. 3).



Rys. 3. Ciśnienie p_{M1} w komorze dopływowej i ciśnienie p_{M2} w komorze odpływowej siłownika w funkcji spadku Δp_M ciśnienia w siłowniku – struktura p = cte; założenie braku oporów Δp_C przepływu w przewodach [5]



W kolejnym przypadku, gdy $\Delta p_M = p_n$, spadki ciśnienia w rozdzielaczu nie wystąpią:

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{DE2} = 0. \tag{3}$$



System p = cte zasilania rozdzielacza dławiącego

Układ z rozdzielaczem dławiącym o $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}$, przy założeniu, że $\frac{k_{11}}{2} = k_{10}$

Rys. 4. System p = cte stałego ciśnienia zasilania rozdzielacza dławiącego o $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}$, zasilanego pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym o współczynniku a = 0 oraz pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem ciśnienia



Sprężyna zaworu przelewowego sterowanego SPS decyduje o tym, o jaką różnicę ciśnienia Δp_{SPS} ciśnienie p_{P2} będzie wyższe od ciśnienia p_2 :

$$p_{P2} = p_{SPS} = p_2 + \Delta p_{SPS}. \tag{4}$$

W przypadku, gdy obciążenie wzrośnie do $\Delta p_M = 0.5 p_n$, ciśnienie p_{M1} w komorze dopływowej wzrośnie do 0,75 p_n , a w odpływowej obniży się do poziomu 0,25 p_n . W sytuacji pełnego wykorzystania siłownika, tzn. gdy $\Delta p_M = p_n$, w komorze wysokociśnieniowej będzie panowało ciśnienie $p_{M1} = p_n$, w niskociśnieniowej zaś spadnie do $p_{M2} = 0$. Celem wyjaśnienia działania struktury p = var (rys. 2, 5) przyjęto założenie upraszczające, że opory przepływu w przewodach są równe zeru:

$$\Delta p_{C1,} \, \Delta p_{C2,} \, \Delta p_{C3',} \, \Delta p_{C3''} = 0. \tag{5}$$

Różnica ciśnienia Δp_{SPS} , sterowana zastosowanym w badanym układzie zaworem przelewowym sterowanym typu ZDC10PT-23/XM, jest ustalona i równa 15 bar:

$$\Delta p_{SPS} = 15 \text{ bar} = \text{cte.} \tag{6}$$

Wartości $\Delta p_{SPS} = 15$ bar w zaworze tym nie można zmieniać.

W rzeczywistości różnica ciśnienia Δp_{SPS} musi zagwarantować pokonanie oporów przepływu Δp_{C1} w przewodzie między pompą a rozdzielaczem, a także zapewnić wymagany spadek ciśnienia Δp_{DE1} w rozdzielaczu:

$$\Delta \mathbf{p}_{DE1} + \Delta p_{C1} = \Delta p_{SPS}.\tag{7}$$

Jeśli rośnie strumień Q_M płynący do siłownika, to rosną opory przepływu Δp_{C1} w przewodzie C1 (tłocznym pompy), a w związku z tym maleje spadek ciśnienia Δp_{DE1} w szczelinie rozdzielacza:

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{SPS} - \Delta p_{C1}. \tag{8}$$

Można więc stwierdzić, że spadek ciśnienia Δp_{DE1} w szczelinie rozdzielacza jest równy różnicy ciśnienia Δp_{SPS} , stabilizowanej zaworem przelewowym, sterowanym w sytuacji, gdy strata ciśnienia w przewodzie Δp_{C1} jest równa zeru:

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{SPS,} \tag{9}$$

gdy

$$\Delta p_{C1} = 0. \tag{10}$$

Należy zauważyć, że napięcie sprężyny zaworu przelewowego sterowanego, a w efekcie różnica Δp_{SPS} ciśnienia, jest wartością niezależną od układu.

Jeżeli stabilizowane spadki ciśnienia Δp_{DE1} i Δp_{DE2} w rozdzielaczu są małe, to względna zmiana tych spadków jest duża, dlatego stosuje się większą różnicę Δp_{SPS} , np. 15 bar – jak w analizowanym przypadku.

Szczeliny f_{DE1} i f_{DE2} suwaka rozdzielacza są takie same i w związku z tym spadki ciśnienia Δp_{DE1} i Δp_{DE2} , będące efektem takich samych szczelin i takich samych natężeń przepływu (wynikających z takich samych powierzchni czynnych w siłowniku), są takie same:

$$\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1,} \tag{11}$$

ponieważ

$$Q_{M2} = Q_{M}.\tag{12}$$

Jeżeli

$$\Delta p_{SPS} = \text{cte} \quad \text{i} \quad \Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}, \tag{13}$$

а

to

$$\Delta p_{DE1} = \Delta p_{SPS,} \tag{14}$$

$$\Delta p_{DE2} = \Delta p_{SPS}.\tag{15}$$

Wówczas ciśnienie w komorze odpływowej siłownika będzie równe:

$$p_{M2} = \Delta p_{DE2} + \Delta p_{C3},\tag{16}$$

gdzie

$$\Delta p_{C3} = \Delta p_{C3'} + \Delta p_{C3''}.\tag{17}$$

System p=var zasilania rozdzielacza dławiącego

Układ z rozdzielaczem dławiącym o $\Delta p_{pe2} = \Delta p_{pe1}$, przy założeniu, że $\frac{k_{11}}{2} = k_{10}$



Rys. 5. System *p* = var zmiennego ciśnienia zasilania rozdzielacza dławiącego o $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}$, zasilanego pompą o zmiennej wydajności współpracującą z regulatorem *Load Sensing*, sterowanym ciśnieniem *p*₂ na odpływie z rozdzielacza do siłownika, czyli z *p*_{P2} = *p*₂ + (*k*₅ + *k*₁₀)*p*_n oraz pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym, sterowanym ciśnieniem *p*₂ na odpływie z rozdzielacza do siłownika czyli z *p*_{P2} = *p*₂ + (*k*₅ + *k*₁₀)*p*_n [1, 5]

Fig. 5. The proportional valve variable pressure feeding system p = var with $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}$, fed with variable capacity pump cooperating with the Load Sensing regulator controlled by the p_2 pressure at the outlet from the proportional valve to the cylinder i.e. $z p_{P2} = p_2 + (k_5 + k_{10})p_n$ and constant capacity pump cooperating with an overflow valve controlled by the p_2 pressure at the outlet from the proportional valve to the cylinder i.e. $p_{P2} = p_2 + (k_5 + k_{10})p_n$ [1, 5] Z powyższego wynika, że

$$p_{M2} = \Delta p_{SPS} = \text{cte}, \tag{18}$$

gdy

$$\Delta p_{C3} = 0. \tag{19}$$

Ciśnienie p_{M2} jest więc stałe i niskie.

Z niską wartością ciśnienia p_{M2} wiąże się obniżenie siły F_{Mm} tarcia w siłowniku. Wartość ciśnienia p_{M1} na dopływie do siłownika jest równa:

$$p_{M1} = p_{M2} + \Delta p_M. \tag{20}$$

Zawór przelewowy sterowany *SPS* staje się dla zaworu dławiącego f_{DE1} rozdzielacza zaworem różnicowym, który stabilizuje spadek Δp_{DE1} ciśnienia w szczelinie suwaka rozdzielacza. Natomiast spadek ciśnienia Δp_M jest efektem obciążenia zewnętrznego F_M siłownika oraz siły tarcia F_{Mm} w siłowniku.

Ciśnienie p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy jest równe sumie ciśnienia p_{M1} w komorze dopływowej siłownika oraz spadku Δp_{SPS} ciśnienia związanego z siłą napięcia sprężyny w zaworze przelewowym sterowanym (gdy $\Delta p_{C1} = \Delta p_{C2} = \Delta p_{C3} = 0$):

$$p_{P2} = p_{M1} + \Delta p_{SPS} = p_{M2} + \Delta p_M + \Delta p_{SPS} = \Delta p_M + 2\Delta p_{SPS}, \tag{21}$$

Pompa zasilająca układ nie pracuje więc przy stałym ciśnieniu (jak w przypadku struktury p = cte), lecz pracuje przy ciśnieniu zmiennym, czyli jest odciążana.

Jeśli na przykład

i

$$\Delta p_{SPS} = 15$$
 bar
 $\Delta p_M = 130$ bar,

to przy $\Delta p_{C1} = \Delta p_{C2} = \Delta p_{C3} = 0$

ciśnienie p_{M1} jest równe:

 $p_{M1} = 145$ bar,

 $p_{M2} = 15$ bar,

a ciśnienie p_{P2} równe:

$$p_{P2} = 160$$
 bar.

Z powyższego przykładu wynika, że z racji pracy rozdzielacza w strukturze p = var można obciążać siłownik spadkiem ciśnienia Δp_M = 160 bar z tym, że w zakresie spadku ciśnienia w siłowniku Δp_M = 130–160 bar układ będzie pracował jak struktura p = cte. W powyższym zakresie, przy wzroście Δp_M i stałym polu f_{DE1} szczeliny rozdzielacza dławiącego, prędkość siłownika będzie malała do zera, a nie bedzie stabilizowana na stałym poziomie.

Spadki ciśnień w rozdzielaczu $\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1}$ są, w zakresie $0 \le \Delta p_M \le$ 130 bar, wartościami stałymi i niezależnymi od spadku Δp_M ciśnienia związanego z obciążeniem siłownika siłą F_M , a więc natężenie Q_M strumienia skierowanego do

siłownika jest stałe i niezależne od Δp_M czy od F_M (przy ustalonym polu f_{DE1} suwaka rozdzielacza):

$$\Delta p_{DE2} = \Delta p_{DE1} = \text{cte} = \Delta p_{SPS},\tag{22}$$

$$Q_M$$
 = cte niezależne od $\Delta p_M(F_M)$. (23)

Pompa jest odciążana. Ciśnienie p_{P2} pracy pompy, równe $\Delta p_M + 2\Delta p_{SPS}$, jest, w dużym zakresie zmiany Δp_M , niższe od ciśnienia nominalnego p_n :

$$p_{P2} = \Delta p_M + 2\Delta p_{SPS} < p_n. \tag{24}$$

W związku z tym sprawność η_P pompy wzrasta.

Przy ciśnieniu $p_{P2} = p_n$, np. równym 160 bar, maksymalny spadek Δp_{Mmax} ciśnienia w siłowniku, podobnie jak w strukturze p = cte, wynosi 160 bar.

W układzie p = var z rozdzielaczem proporcjonalnym, w którym zastosowano zawór przelewowy sterowany o $\Delta p_{SPS} = 15$ bar, sumaryczny spadek ciśnienia $(\Delta p_{DE1} + \Delta p_{DE2})$ łącznie z oporami przepływu Δp_C wynosi 30 bar. Układ jest dostępny w zakresie Δp_M od 0 do 130 bar, a w zakresie $130 \le \Delta p_M \le 160$ bar pracuje jako układ p = cte. Najmniejsze straty w zespole sterowania p = var występują w strefie, w której Δp_{DE1} i Δp_{DE2} dążą do zera.

W układzie p = var (rys. 2, 5) ciśnienie p_{P2} pracy pompy, sterowane zaworem przelewowym sterowanym *SPS*, jest tu nastawiane na poziomie o wartość $\Delta p_{SPS} = \Delta p_{DE1|f_{DE1max},Q_{Pt}} + \Delta p_{C1max} = \text{cte}$ wyższym od aktualnego ciśnienia p_2 , panującego w przewodzie odpływowym rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego liniowego. Wartość Δp_{SPS} różnicy ciśnień $\Delta p_{SPS} = p_{P2} - p_2$ musi zapewnić możliwość uzyskania szczeliną *DE*1 rozdzielacza dławiącego, sterującą natężenie Q_M strumienia zasilającego silnik hydrauliczny liniowy, natężenia Q_M równego teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy – $Q_M = Q_{Pt}$. Pole szczeliny *DE*1 osiąga wówczas wielkość maksymalną f_{DE1max} z możliwością uzyskania spadku $\Delta p_{DE1|f_{DE1max},Q_{Pt}}$, wymaganego przez konstrukcję rozdzielacza dławiącego, z jednoczesnym umożli-

wymaganego przez konstrukcję rozdzielacza dławiącego, z jednoczesnym umozliwieniem pokonania maksymalnej wielkości Δp_{C1max} oporów przepływu, mogącej wystąpić na odcinku między pompą a rozdzielaczem. Wartość ciśnienia p_1 przed szczeliną *DE*1 rozdzielacza dławiącego jest bowiem równa $p_1 = p_{P2} - \Delta p_{C1}$ [5].

Aktualna wartość ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy, o wartość Δp_{SPS} wyższa od aktualnej wartości p_2 na odpływie rozdzielacza dławiącego do silnika hydraulicznego liniowego, wynika więc z wartości ciśnienia p_{M1} wymaganego przez siłownik na jego dopływie. O maksymalnej granicznej wartości p_{P2max} ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy decyduje zawór przelewowy *SP*, którego ciśnienie p_{SP0} otwarcia jest równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu [5]. Ciśnienie nominalne $p_n = 160$ bar jest jednym z szeregu ciśnień zalecanych przez Polską Normę i stosowanych w typowych układach hydraulicznych.

2. GRAFICZNE PRZEDSTAWIENIE MOCY ORAZ MOCY STRAT WYSTĘPUJĄCYCH W ELEMENTACH UKŁADÓW ZE STEROWANIEM DŁAWIENIOWYM

Poniższe rozważania pokazują porównanie wielkości mocy ΔP poszczególnych strat, wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego liniowego, jak i mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, mocy koniecznej do zapewnienia wymaganej niezmienionej wielkości $P_{Mu} = F_M v_M$ użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego liniowego.

Rysunek 6 przedstawia interpretację graficzną mocy strat energetycznych w elementach układu indywidualnego ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika, zasilanego pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia (p = cte), a rysunek 7 – z zaworem przelewowym, sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia (p = var).

Poziom ciśnienia nominalnego p_n pracy pompy wynika z potrzeby zapewnienia silnikowi hydraulicznemu liniowemu maksymalnego spadku Δp_{Mmax} ciśnienia, gwarantującego sprostanie maksymalnej sile na tłoczysku siłownika F_{Mmax} , którym siłownik może być w pewnym okresie pracy obciążony.

Aktualna moc $P_{Mu} = F_M v_M$ użyteczna siłownika wynika z iloczynu aktualnej siły F_M obciążającej siłownik, którą jest obciążane tłoczysko, i z aktualnej prędkości tłoczyska siłownika. Moc użyteczna P_{Mu} silnika hydraulicznego liniowego zależna jest od aktualnych wymagań stawianych przez obciążenie i jest niezależna od struktury sterowania oraz od strat występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego o określonej strukturze [5].

Na rysunkach 6 i 7 aktualna moc $P_{Mu} = F_M v_M$ użyteczna silnika hydraulicznego liniowego przedstawiona jest jako pole białego prostokąta, do którego "dodawane" są:

- pole $\Delta P_{Mm} = F_{Mm} v_M$ mocy strat mechanicznych w siłowniku,
- pole $\Delta P_{Mv} = \Delta p_{Mi} Q_{Mv}$ mocy strat objętościowych w siłowniku,
- pole $\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M$ mocy strat ciśnieniowych w siłowniku,
- pole $\Delta P_C = \Delta p_C Q_M$ mocy strat ciśnieniowych w przewodach układu,
- pole $\Delta P_{stp} = \Delta p_{DE} Q_M$ mocy strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego w rozdzielaczu proporcjonalnym,
- pole $\Delta P_{stv} = p_{SP}(Q_P Q_M)$ mocy strukturalnych strat objętościowych w zespole sterowania dławieniowego (w zaworze przelewowym),
- pole $\Delta P_{Pm} = M_{Pm} \omega_P$ mocy strat mechanicznych w pompie,
- pole $\Delta P_{Pv} = \Delta p_{Ppi} Q_{Pv}$ mocy strat objętościowych w pompie,
- pole $\Delta P_{Pp} = \Delta p_{Mp} Q_M$ mocy strat ciśnieniowych w pompie.



Rys. 6. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego, zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym w systemie stałego ciśnienia – *p* = cte; zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: nastawialnego zaworu dławiącego, nastawialnego dwudrogowego regulatora przepływu, serwozaworu, rozdzielacza proporcjonalnego [3]

Fig. 6. Graphical interpretation of the power of losses in the hydrostatic drive and control system elements. An individual system with series throttling control of the hydraulic linear motor speed, fed by a constant capacity pump cooperating with the overflow valve in a constant pressure system – p = cte.; the series throttling control assembly in the form of: adjustable throttling valve, adjustable two-way flow regulator, servovalve, proportional directional valve [3]

Suma powierzchni pola prostokąta aktualnej mocy użytecznej P_{Mu} siłownika i powierzchni pól prostokątów ΔP , reprezentujących wielkości mocy poszczególnych strat, występujących w rozważanym momencie pracy w elementach hydrostatycznego układu napędu i sterowania, tworzy pola prostokąta odpowiadające aktualnej mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, wynikającej z iloczynu aktualnego momentu M_p i aktualnej prędkości kątowej ω_P wałka pompy – $P_{Pc} = M_P \omega_P$. Moc P_{Pc} , pobierana przez pompę od napędzającego ją silnika, może być większa od mocy odniesienia $p_n Q_{Pt}$, wynikającej z iloczynu ciśnienia nominalnego p_n i teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy.

Na rysunkach 6 i 7 wydajność pompy przedstawiają dwie linie opadające, mające swój początek w punkcie Q_{Pt} . Przy czym pierwsza krzywa obrazuje wydajność pompy w sytuacji, w której współczynnik k_1 strat objętościowych w pompie jest równy $k_1 = 0$. Poniżej przedstawiono krzywą wydajności pompy przy współczynniku $k_1 > 0$. Jest to wydajność pompy, w której występują straty objętościowe.



Rys. 7. Interpretacja graficzna mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Układ indywidualny ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego, zasilany pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia – *p* = var; zespół sterowania dławieniowego szeregowego w postaci: nastawialnego zaworu dławiącego (tworzącego z zaworem przelewowym sterowanym trójdrogowy regulator przepływu), serwozaworu, rozdzielacza proporcjonalnego [3, 5]

Fig. 7. Graphical interpretation of the power of losses in the hydrostatic drive and control system elements. An individual system with series throttling control of the hydraulic linear motor speed, fed by a constant capacity pump cooperating with the overflow valve in a variable pressure system – p = var; the series throttling control assembly in the form of: adjustable throttling valve (together with a controlled overflow valve, creating a three-way flow regulator), servovalve, proportional directional valve [3, 5]

Charakterystykę rozdzielacza proporcjonalnego przedstawia krzywa Q_M , określona przy danym spadku Δp_{DE} ciśnienia w rozdzielaczu i przy danym polu f_{DE} jego szczeliny dławiącej (rys. 6 i 7). W punkcie "A" przecina się ona z charakterystyką $p_{SP} = f(Q_P - Q_M)$ zaworu przelewowego SP. W efekcie uzyskuje się natężenie Q_M strumienia płynącego przez szczelinę dławiącą do siłownika, a przy danej powierzchni tłoka i tłoczyska otrzymuje się prędkość v_M . Punkt pracy A jest punktem wynikającym z charakterystyki zaworu przelewowego SP i z charakterystyki rozdzielacza proporcjonalnego [5].

Moc P_{Mu} użyteczna siłownika wynika z iloczynu jego prędkości v_M oraz z obciążenia F_M . Innymi słowy, jest to moc, którą siłownik oddaje na tłoczysku. Pole P_{Mu} mocy użytecznej siłownika oznaczono kolorem białym, by oddzielić je od mocy traconych w układzie.

Moc ΔP_{Mv} strat objętościowych jest funkcją spadku ciśnienia Δp_{Mi} w siłowniku.

Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest funkcją siły obciążającej F_{M} .

Moc ΔP_C tracona w przewodach układu jest iloczynem sumy oporów przepływu Δp_C i natężenia strumienia Q_M skierowanego do siłownika.

Moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych wynika z iloczynu sumy strat Δp_{DE} ciśnienia w szczelinach dławiących rozdzielacza i z natężenia strumienia Q_{M} odpowiadającego prędkości v_{M} siłownika. Może być redukowana prawie do zera w okresie pracy siłownika pracującego przy obciążeniu F_{Max} .

Moc ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych wynika z iloczynu ciśnienia p_{SP} , które panuje w przewodzie tłocznym pompy i natężenia strumienia Q_0 , skierowanego przez zawór przelewowy SP bądź zawór przelewowy sterowany SPS do zbiornika [5]. Maleje ona z kolei prawie do zera w sytuacji, gdy siłownik pracuje z maksymalną prędkością v_M .

W pompie występują trzy rodzaje strat.

Moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie występuje między komorą roboczą a wałem pompy. Jest ona proporcjonalna do wydajności q_P pompy na obrót i do przyrostu ciśnienia Δp_{Pi} w jej komorach roboczych. Na wartość Δp_{Pi} wpływają opory przepływu Δp_{Pp} w kanałach pompy [5].

Na rysunku 6 przedstawiono moc strat mechanicznych pompy w układzie p = cte jako pole, którego szerokość określa moment strat mechanicznych M_{Pm} , a wysokość odpowiada prędkości kątowej ω_P wału pompy.

W układzie p = var (rys. 7) szerokość pola mocy ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalna do ciśnienia i jest węższa w związku z tym, że ciśnienie panujące w komorach roboczych pompy jest mniejsze. W efekcie wymaga ono od pompy przenoszenia mniejszego momentu obrotowego na wał silnika ją napędzającego.

Pole ΔP_{Pp} mocy strat ciśnieniowych w pompie układu p = var jest większe w porównaniu z ΔP_{Pp} układu p = cte.

Moc ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie układu p = var jest wyraźnie mniejsza od ΔP_{Pv} mocy tych strat w pompie układu p = cte.

PODSUMOWANIE

Oszczędności energetyczne można osiągnąć w układzie z rozdzielaczem nadążnym bądź z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym tańszą pompą, tzn. pompą o stałej wydajności, współpracującą z zaworem przelewowym, sterowanym ciśnieniem odpływu z rozdzielacza do siłownika (rys. 2). W układzie takim – w systemie p = var ciśnienie p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy zmienia się odpowiednio do ciśnienia p_2 w przewodzie odpływowym z rozdzielacza do siłownika. Zmienia się obciążenie siłownika, natomiast nie ulega zmianie prędkość przy danym nastawieniu szczeliny dławiącej. Prędkość jest praktycznie niezależna od obciążenia. Pompa jest odciążona, gdyż pracuje przy niższym ciśnieniu. Układ pobiera mniejszą moc, a więc powinien pracować ciszej, ponieważ, jak już wspomniano, pompa pracuje przy niższym ciśnieniu. Układ się mniej grzeje, a w związku z tym mniej ciepła trzeba odprowadzać do otoczenia.

W samej pompie wystąpią mniejsze straty objętościowe i mniejsze straty mechaniczne, natomiast straty ciśnieniowe w pompie nieco rosną, ponieważ pompa zwiększa nieco swoją wydajność.

Ciśnienie na odpływie z siłownika jest niskie, niezależnie od jego obciążenia, w związku z czym siła tarcia w uszczelnieniach na styku tłoka z cylindrem oraz dławnicy z tłoczyskiem powinna być niższa.

Można obniżyć w takim układzie strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe, można również poważnie obniżyć straty ciśnieniowe, straty mechaniczne i objętościowe w pompie, a także straty mechaniczne w siłowniku. Obniżenie strat mechanicznych w siłowniku wynika w takim układzie z poważnego obniżenia ciśnienia p_{M2} w przewodzie odpływowym siłownika (rys. 5).

Porównanie mocy strat występujących w elementach stanowi informację, ułatwiającą projektowanie nowego układu.

Porównanie bilansów energetycznych pod kątem wielkości mocy strat, występujących w różnych układach, pozwala na szersze spojrzenie przy wyborze optymalnego rozwiązania. Forma graficzna, ilustrująca straty energetyczne, jest czytelna i przyjazna w odbiorze.

LITERATURA

- Paszota Z., Metoda oceny sprawności energetycznej układów z silnikiem hydraulicznym liniowym – silownikiem, Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, "Badania Własne", 1995, nr 611, Gdańsk 1995.
- Paszota Z., Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia [w:] Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Biblioteka "Cylinder", pod red. E. Palczaka, Centrum Mechanizacji Górnictwa "Komag", Gliwice 2005, 145–162.

Paszota Z., Energy Saving in a Hydraulic Servomechanism System – Theory and Examples of Laboratory Verification, Brodogradnja, Journal of Naval Architecture and Shipbuilding Industry, Zagreb, June 2007, Vol. 58, No. 2, 146–157.

- Paszota Z., Podwyższanie sprawności energetycznej kierunkiem rozwoju napędu hydrostatycznego, "Hydraulika i Pneumatyka", 1998, nr 5.
- 5. Skorek G., Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia, praca doktorska, 2008.
- Skorek G., Zachowanie energetyczne układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym liniowego silnika hydraulicznego, X Jubileuszowe Seminarium "Napędy i Sterowanie 2004", Gdańsk, 18 lutego 2004.

COMPARING OF TWO HYDROSTATIC SYSTEMS WITH THROTTLING STEERING – PRINCIPLE OF ACTION, DISTRIBUTION OF PRESSURES, LOSSES OF POWER

Summary

This publication compares two hydrostatic systems with a throttling steering fed by a constant capacity pump. It also presents a distribution of pressures in hydraulic units as well as a graphic form, which illustrates powers and losses of power in particular elements. The analysis allows to compare the values of power of losses ensuing from the used structure of control of the hydraulic linear motor speed as well as the value of power absorbed by the pump from its driving electric motor, power necessary for providing the required stable value of useful power of the hydraulic linear motor driven by the pump. A system of drive and proportional steering of hydraulic linear motor can be fed by constant capacity pump cooperated with an overflow valve, which stabilizes a supply pressure of proportional valve on a level of nominal pressure, or by pump cooperated with controlled overflow valve a pressure on inlet to receiver. A variable pressure system enables the losses decreasing in the pump, in the control unit and in the hydraulic linear motor.

Keywords: efficiency, power, loss power, steering structure, hydrostatic system, throttling steering, pump, proportional valve, hydraulic linear motor.