

Interpretacja graficzna mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego

Grzegorz Skorek

Pracowanie przedstawia graficzną interpretację mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach dwóch różnych układów ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego. Analizę przeprowadzono, porównując przy wybranych parametrach pracy silnika hydraulicznego liniowego, powierzchnie pól mocy strat energetycznych występujących w elementach tych struktur.

Badania dotyczyły dwóch układów z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności (rys. 1):
 a) z zastosowaniem zaworu przelewowego – struktura stałociśnieniowa;
 b) z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika – struktura zmiennociśnieniowa.

Badane struktury pracowały przy tych samych parametrach pracy silnika hydraulicznego liniowego, a więc jego obciążeniu F_M i prędkości v_M .

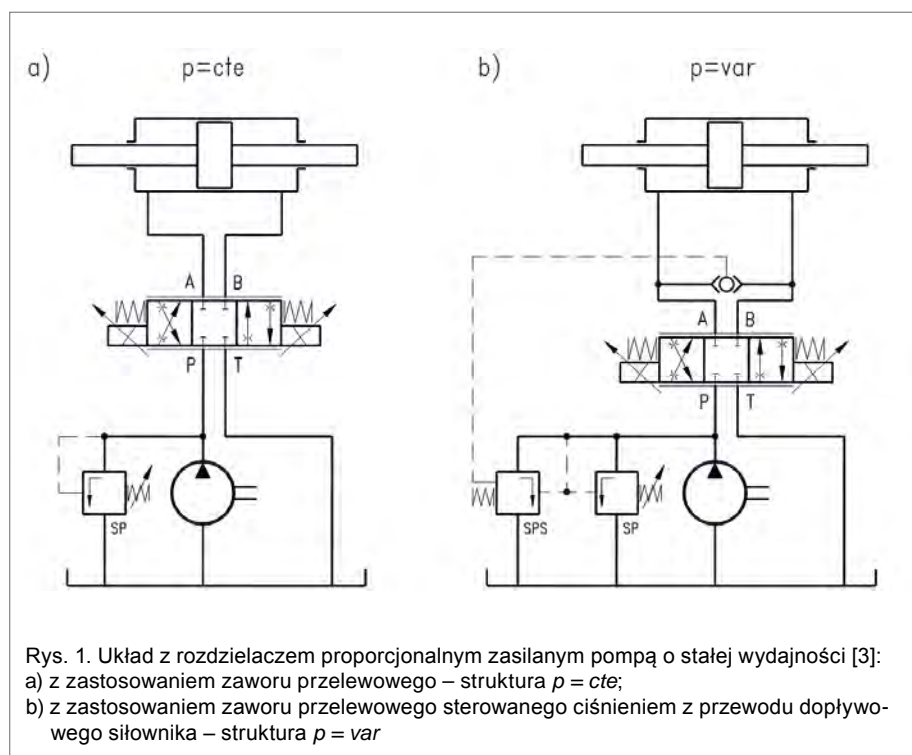
Rozważania umożliwiają porównanie wielkości mocy ΔP poszczególnych strat wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego liniowego, jak i mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, mocy koniecznej do zapewnienia wymaganej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

Graficzne przedstawienie, za pomocą pól o określonych powierzchniach, mocy strat energetycznych powstających w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego oraz mocy przetwarzania

Streszczenie: Niniejsza publikacja przedstawia, analizuje i porównuje powierzchnie pól mocy strat energetycznych występujących w elementach dwóch układów hydraulicznych o różnych strukturach sterowania prędkości silnika hydraulicznego liniowego.

GRAPHICAL INTERPRETATION OF THE POWER OF ENERGY LOSSES AND POWER DEVELOPED IN THE HYDROSTATIC DRIVE AND CONTROL SYSTEM ELEMENTS

Abstract: This publication presents, analyses and compares the areas of the power fields of energy losses occurring in the elements of two hydraulic systems with different structures of the hydraulic linear motor speed control.



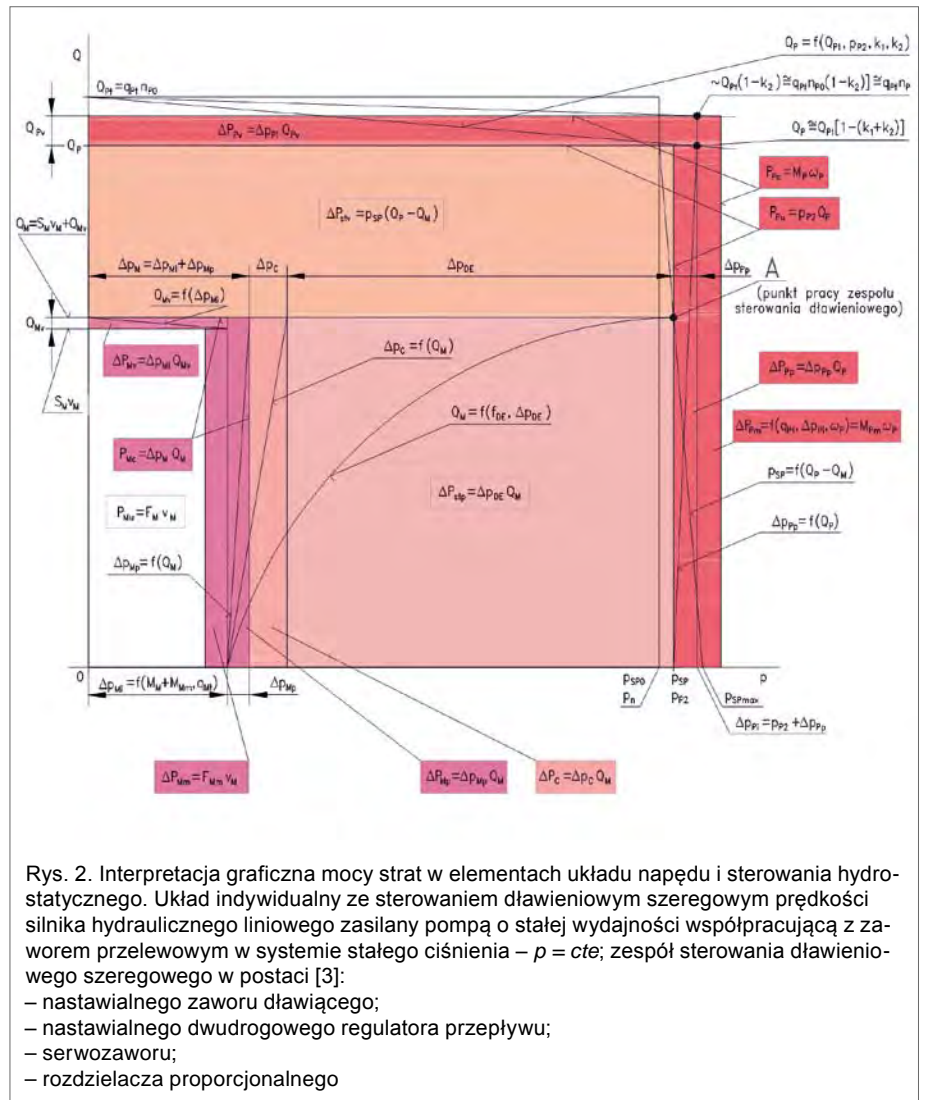
nych w hydraulicznych maszynach wyporowych zastosowanych w układzie, staje się narzędziem ułatwiającym porównanie wielkości poszczególnych strat [1]. Przedstawienie pól mocy strat występujących w elementach układu umożliwia wyciąganie wniosków dotyczących np. eliminacji mocy strukturalnych strat objętościowych i ciśnieniowych występujących w elementach sterowania dławieniowego prędkości silnika, w układach o sterowaniu proporcjonalnym i w układach serwo-mechanizmów hydraulicznych. Interpretacja graficzna, powierzchniami pól, mocy strat energetycznych występujących w elementach układu napędu hydrostatycznego oraz mocy rozwijanych przez poszczególne elementy umożliwia porównanie tych strat i mocy z powierzchnią pola mocy odniesienia określonego iloczynem $Q_{Pt} p_n$ teoretycznej wydajności pompy i ciśnienia nominalnego układu [1].

Układ hydrauliczny o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego ($p = cte$) i zmiennego ciśnienia ($p = var$)

Sterowanie proporcjonalne siłownika polega na dławieniu strumienia cieczy zarówno na jego dopływie, jak i odpływie [3].

Podstawowym układem ze sterowaniem proporcjonalnym jest układ zasilany pompą o stałej wydajności. Zawór przelewowy SP (rys. 1a) ustala ciśnienie nominalne w układzie. Spadek ciśnienia w siłowniku równoważy natomiast obciążenie działające na siłownik. Rozdzielacz proporcjonalny generuje dwa spadki ciśnienia na dopływie i odpływie z siłownika. Pompa w układzie $p = cte$ musi przed zaworem przelewowym generować ciśnienie, które będzie nie mniejsze od ciśnienia wymaganego przez siłownik. A więc silnik hydrauliczny bądź siłownik, 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. Można stwierdzić, iż zespół pompy i zaworu przelewowego w układzie $p = cte$ jest zespołem gotowym do zasilania układu przy maksymalnym ciśnieniu i maksymalnej wydajności, ale nie jest on zwykle wykorzystywany w takim stopniu, ponieważ element wykonawczy w danym momencie jest obciążony siłą, która wymaga spadku ciśnienia mniejszego od nominalnego [3]. Układ pracujący w systemie stałego ciśnienia zasilania uzyskuje wysoką sprawność energetyczną równą sprawności układu bez sterowania dławieniowego, jedynie w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \bar{M}_M obciążenia i współczynnika ω_M prędkości sterowanego silnika hydraulicznego liniowego. Przy obniżającym się obciążeniu silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się prędkości silnika, sprawność η układu gwałtownie maleje [2].

Struktura zmiennociśnieniowa $p = var$ reprezentuje układ z pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem zasilania siłownika (rys. 1 b). Rozwiązanie to jest korzystne z punktu widzenia sprawności energetycznej zarówno samego siłownika, jak i pompy oraz całego układu



sterowania. Struktura zmiennociśnieniowa $p = var$ z zaworem przelewowym sterowanym SPS aktualnym ciśnieniem odpływu rozdzielacza do komory dopływowej siłownika pozwala na dostosowanie poziomu ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy do panującego obciążenia siłownika, tak że ogranicza 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_{DEI} w szczelinie dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego [3].

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 ($p = cte$) przedstawia rys. 2, a rys. 3 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 [1].

Na rys. 2 aktualna moc $P_{Mu} = F_M v_M$ użyteczna silnika hydraulicznego liniowego przedstawiona jest jako pole białego prostokąta, do którego „dodawane” są (tabela 1).

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 odpowiadającą aktualnej mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, wynikającą z iloczynu aktualnego momentu M_p i aktualnej prędkości kątowej ω_p wałka pompy – $P_{Pc} = M_p \omega_p$ [1].

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 [1].

Na rys. 2 i 3 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 [3].

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. 2 i 3). 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 dławiacą 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 [3].

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.

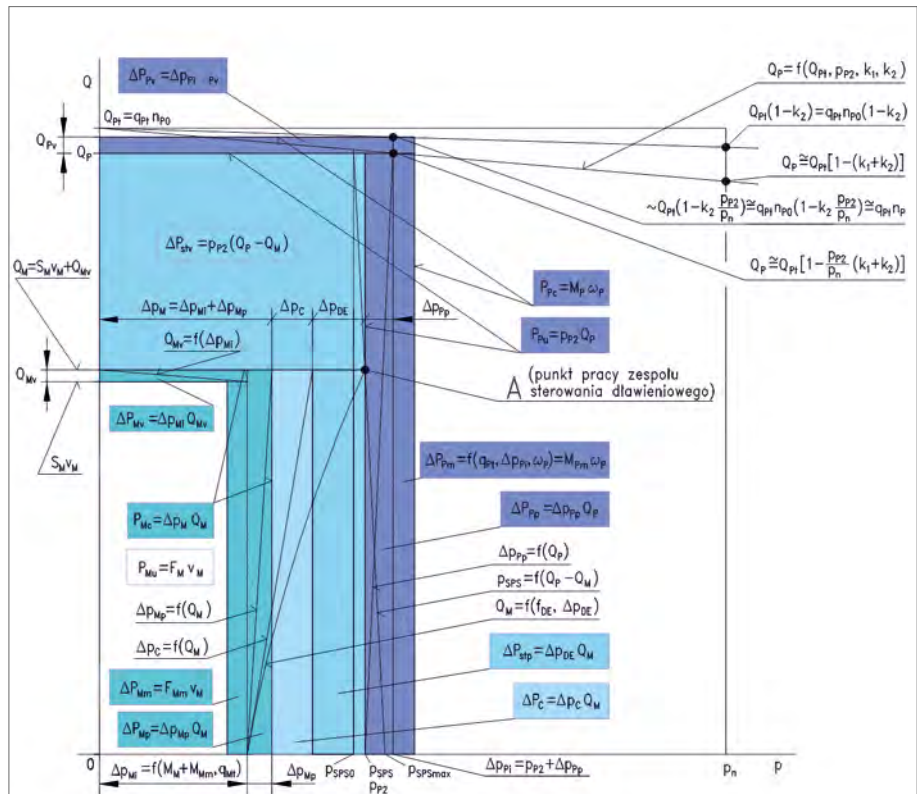
Moc ΔP_{Mv} strat objętościowych jest funkcją spadku ciśnienia Δp_{Mi} w siłowniku.

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.

Tabela 1

– 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. 3. 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 [3]:

- nastawialnego zaworu dławiącego (tworzącego z zaworem przelewowym sterowanym trójdrogowy regulator przepływu);
- serwowozowu;
- rozdzielacza proporcjonalnego

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 pracującym 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 [3]. 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 [3]. Na rys. 2 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.

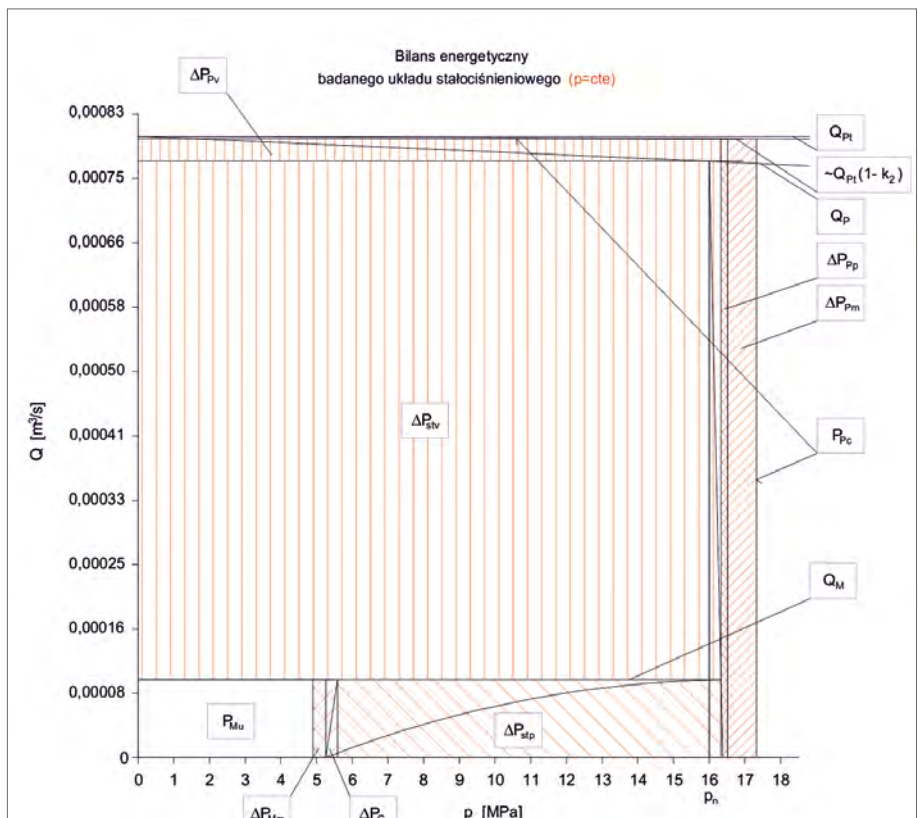
W układzie $p = var$ (rys. 1 b i 3) ciśnienie p_{P2} pracy pompy, sterowane zaworem przelewowym sterowanym SPS, jest tu nastawiane na poziomie o wartość $\Delta p_{SPS} = \Delta p_{DE1|f_{DE1max}, Q_{Pi}} + \Delta p_{C1max}$

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 szczeliny $DE1$ rozdzielacza dławiącego, sterującą natężeniem Q_M strumienia zasilającego silnik hydrauliczny liniowy, natężenia Q_M równego teoretycznej wydajności Q_{Pi} pompy $- Q_M = Q_{Pi}$. Pole szczeliny $DE1$ osiąga wówczas wielkość maksymalną f_{DE1max} z możliwością uzyskania spadku $\Delta p_{DE1|f_{DE1max}, Q_{Pi}}$ wymaganego

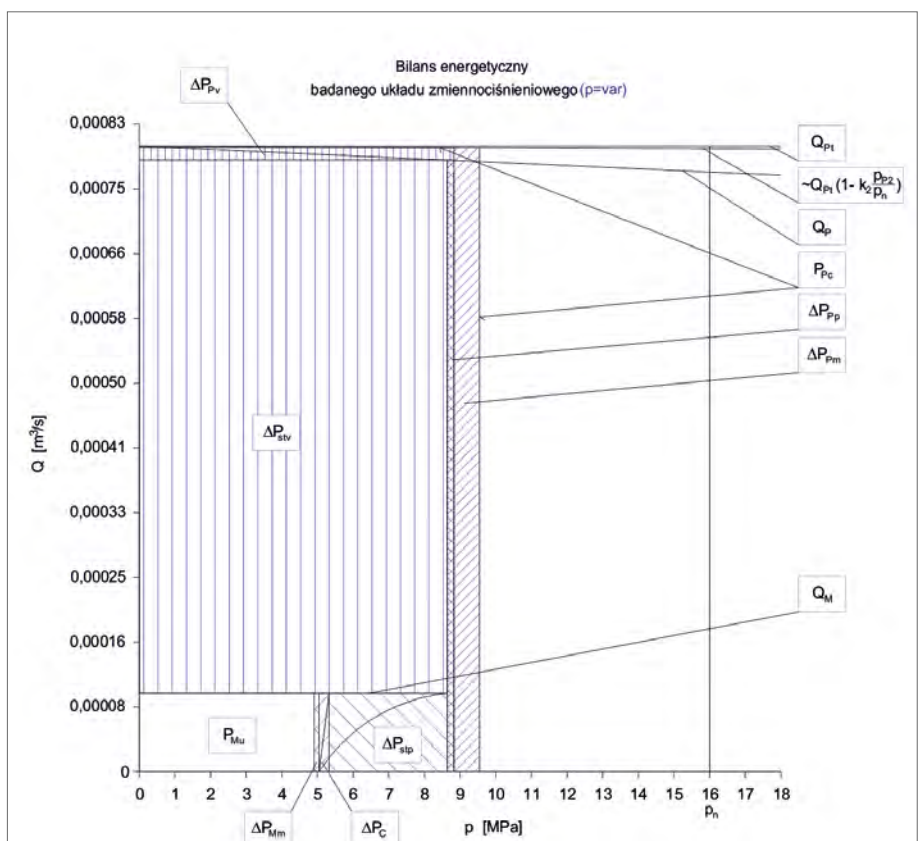
przez konstrukcję rozdzielacza dławiącego, z jednoczesnym umożliwieniem pokonania maksymalnej wielkości Δp_{C1max} oporów przepływu mogącej wystąpić na odcinku między pompą a rozdzielaczem. Wartość ciśnienia p_1 przed szczeliną $DE1$ rozdzielacza dławiącego jest bowiem równa $p_1 = p_{P2} - \Delta p_{C1}$ [1].

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 przelewyowy SP , którego ciśnienie p_{SP0} otwarcia jest równe ciśnieniu nominalnemu p_n układu [1].

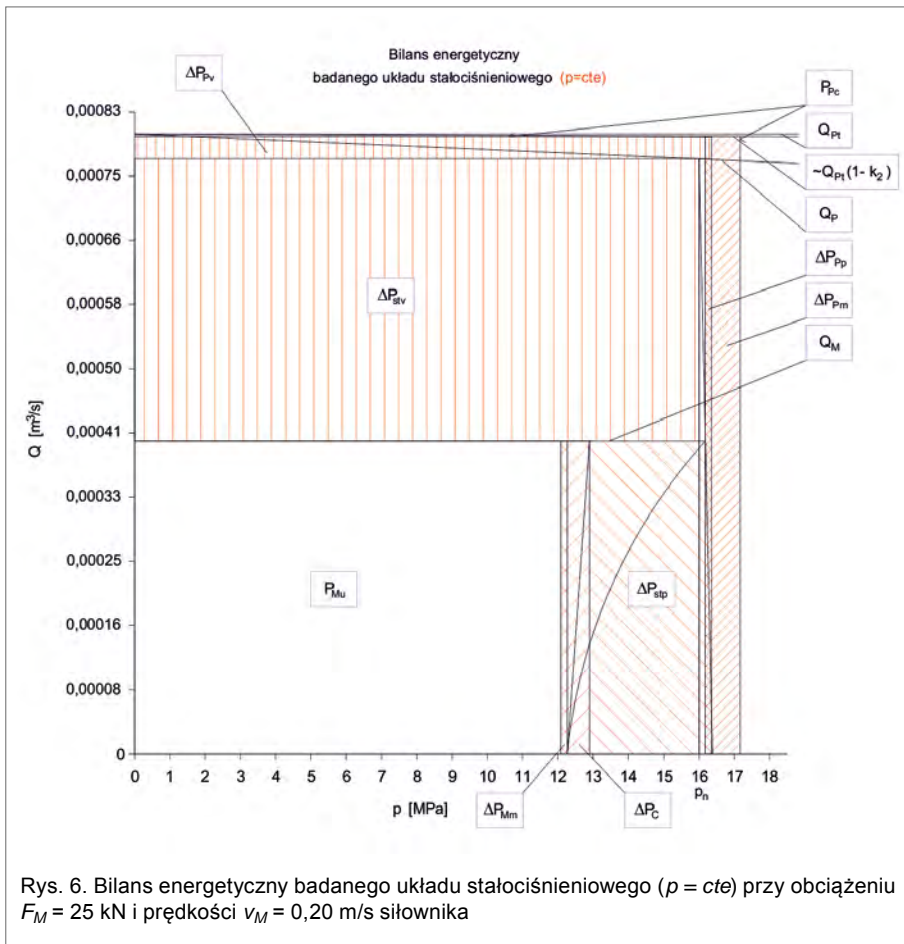
W układzie $p = var$ (rys. 3) szerokość pola mocy ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalna do ciśnienia i jest węższa, w związku z tym, że ciśnienie panujące w komorach roboczych pompy jest mniejsze. W efekcie wymaga ono od pompy przenoszenia mniejszego momentu obrotowego na wał silnika ją napędzającego [3].



Rys. 4. Bilans energetyczny badanego układu stałociśnieniowego ($p = cte$) przy obciążeniu $F_M = 10$ kN i prędkości $v_M = 0,05$ m/s siłownika



Rys. 5. Bilans energetyczny badanego układu zmiennociśnieniowego ($p = var$) przy obciążeniu $F_M = 10$ kN i prędkości $v_M = 0,05$ m/s siłownika



przez pompę jest w postaci natężenia Q_0 , skierowana do zbiornika. Jednocześnie moc ΔP_{stv} strat objętościowych jest tu dużo mniejsza od ΔP_{stv} w układzie $p = cte$ (rys. 4), ponieważ ciśnienie p_{p2} pracy pompy, nastawiane zaworem przelewowym sterowanym, jest tu dużo niższe.

Porównując bilans energetyczny układu $p = var$ pokazany na rys. 5 z bilansem układu $p = cte$, przedstawionym na rys. 4, przy tych samych współczynnikach prędkości i obciążenia siłownika, można zauważyć dużo mniejsze strukturalne straty ΔP_{st} występujące w rozdzielaczu proporcjonalnym i zaworze przelewowym sterowanym oraz straty ΔP_{Pv} objętościowe pompy w układzie $p = var$. Wiąże się to z dostosowywaniem poziomu ciśnienia p_{p2} w przewodzie tłocznym pompy do panującego obciążenia siłownika czyli ciśnienia p_2 . W związku z tym, że na rys. 5 pokazano bilans energetyczny układu $p = var$ w przypadku małego obciążenia, straty występujące w układzie są małe.

Zupełnie najmniejsze są w tym przypadku straty w przewodach, ponieważ moc tracona w przewodach ΔP_C jest to iloczyn sumy oporów przepływu Δp_C i natężenia strumienia Q_M skierowanego do siłownika, a natężenie to jest małe w związku z małą prędkością siłownika równą $v_M = 0,05$ m/s.

Na rys. 6 i 7 przedstawiono pole P_{Mu} mocy użytecznej siłownika (pole to oznaczono kolorem białym) oraz pola mocy ΔP strat, które występują w układzie $p = cte$ (rys. 6) i w układzie $p = var$ (rys. 7) przy prędkości $v_M = 0,20$ m/s siłownika oraz przy obciążeniu siłownika równym $F_M = 25$ kN. Pola mocy ΔP strat zakreskowano na czerwono.

Udział strukturalnych strat objętościowych ΔP_{stv} i ciśnieniowych ΔP_{stp} w ogólnym bilansie energetycznym układu stałociśnieniowego jest stosunkowo duży na tle innych strat występujących w poszczególnych elementach. Zakumulowana w strumieniu cieczy tłoczonej przez pompę energia ciśnienia jest zużytkowana efektywnie w siłowniku tylko częściowo. Pozostała część mocy, przedstawiona w postaci strat ΔP , stanowi stratę mocy. Największy udział w stratach mają tu straty ΔP_{stv} związane z zaworem przelewowym SP . Spadek ciśnienia w rozdzielaczu proporcjonalnym jest integralnie związany z działaniem układu, gdyż decyduje o natężeniu przepływu i prędkości siłownika. W związku z zadaną prędkością siłownika równą $v_M = 0,20$ m/s i przy

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 $p = cte$.

Natężenie Q_M strumienia płynącego do siłownika wynika ze spadków Δp_{DE1} i Δp_{DE2} ciśnienia w szczelinach rozdzielacza proporcjonalnego. Z kolei te spadki ciśnienia zmieniają się wtedy, kiedy zmienia się spadek Δp_M ciśnienia wymagany przez siłownik [3].

Porównanie powierzchni pól mocy strat energetycznych występujących w elementach dwu struktur $p = cte$ i $p = var$

Na rys. 4–9 przedstawiono interpretację graficzną mocy strat w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego badanego układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) przy przykładowych wartościach obciążenia $F_M = 10$ kN, 25 kN oraz przy przykładowych wartościach prędkości $v_M = 0,05$ m/s, 0,20 m/s i 0,35 m/s siłownika. Pola mocy strat ΔP w ukła-

dzie stałociśnieniowym zakreskowano kolorem czerwonym, a pola mocy strat w układzie zmiennociśnieniowym kolorem niebieskim.

W przy zerowym obciążeniu $F_M = 0$ siłownika brak jest pola mocy P_{Mu} użytecznej siłownika, natomiast w układzie $p = cte$ i $p = var$ występują tylko straty.

Na rys. 4 przy obciążeniu $F_M = 10$ kN i prędkości $v_M = 0,05$ m/s siłownika widoczne są duże straty ΔP_{stv} strukturalne objętościowe występujące w zaworze przelewowym SP , ponieważ przy małej prędkości siłownika natężenie Q_M strumienia płynącego do siłownika jest niewielkie. Natomiast większość natężenia Q_P strumienia generowanego przez pompę skierowana jest, w postaci natężenia Q_0 , do zbiornika.

Na rys. 5 dotyczącym struktury zmiennociśnieniowej $p = var$ widoczne są strukturalne straty ΔP_{stv} objętościowe występujące w zaworze przelewowym sterowanym SPS , największe spośród pozostałych mocy strat, ponieważ podobnie jak i w układzie stałociśnieniowym przy małej prędkości siłownika natężenie Q_M strumienia płynącego do siłownika jest niewielkie. Natomiast większość natężenia Q_P strumienia generowanego

obciążeniu $F_M = 25$ kN, straty ΔP_{stp} są wówczas drugimi największymi stratami co do wielkości w tym układzie. Na uwagę zasługuje tu dużo większe pole P_{Mu} mocy użytecznej siłownika w stosunku do pola tej samej mocy przedstawionej na rys. 4. Związane jest to także z wyższą prędkością siłownika [3].

Na przedstawionych rysunkach na uwagę zasługują także straty związane z pompą. Chociaż stanowią niewielką część wszystkich strat, to tuż po strukturalnych stratach ΔP_{st} w układzie są największe. Prym wiodą tu straty ΔP_{Pm} mechaniczne. Pole strat objętościowych ΔP_{Pv} pompy jest mniejsze, natomiast pole ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w pompie jest jeszcze mniejsze od jej strat objętościowych.

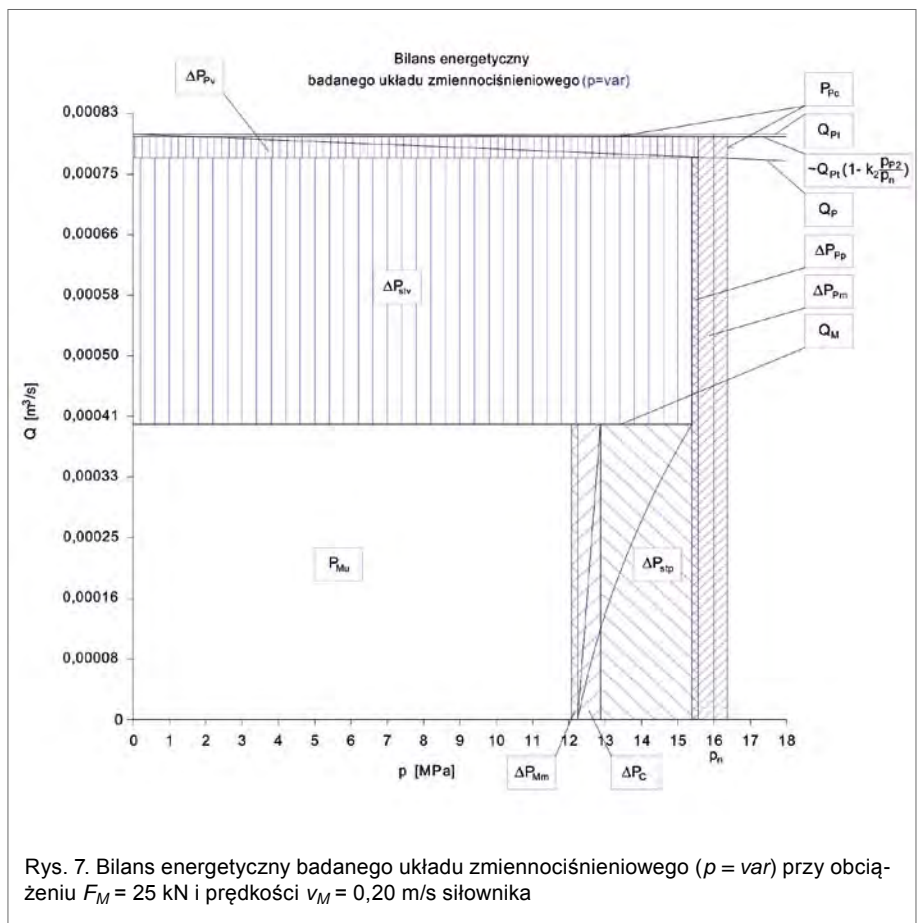
Na rys. 6 i 7 pole mocy P_{Mu} użytecznej siłownika stanowi mniejszą część pola P_{Pc} mocy pobieranej przez pompę. Związane jest to z małym obciążeniem oraz z małą prędkością siłownika. Ponieważ moc strat mechanicznych ΔP_{Mm} w siłowniku jest funkcją siły obciążającej F_M , pole mocy tych strat jest także małe w porównaniu z innymi stratami występującymi w układzie.

Porównując bilans energetyczny układu $p = var$ pokazany na rys. 7 z bilansem układu $p = cte$, przedstawionym na rys. 6, przy tych samych współczynnikach prędkości i obciążenia siłownika, można zauważyć, że strukturalne straty ΔP_{st} występujące w rozdzielaczu proporcjonalnym i zaworze przelewowym sterowanym oraz straty ΔP_{Pv} objętościowe pompy w układzie $p = var$ są mniejsze w związku z mniejszym ciśnieniem p_{P2} tłoczenia pompy.

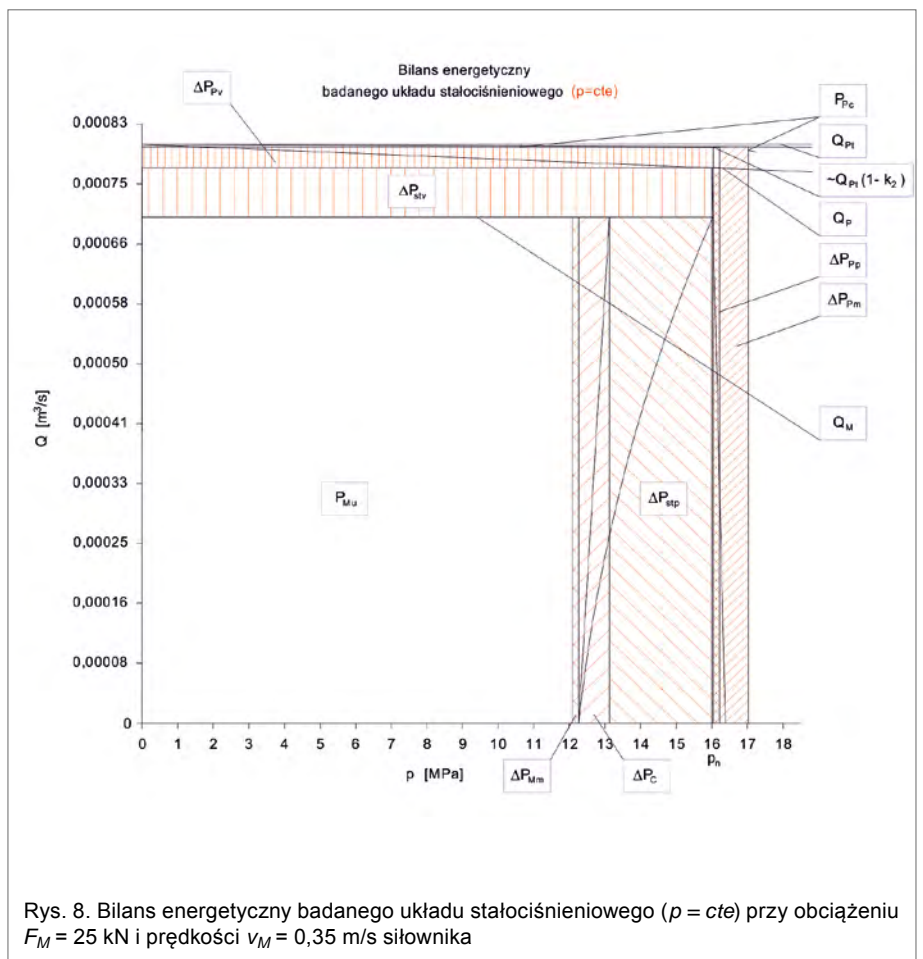
Mniejsza jest również moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie.

Na rys. 8 i 9 przedstawiono bilans energetyczny badanego układu stałociśnieniowego ($p = cte$) i zmiennociśnieniowego ($p = var$) przy obciążeniu $F_M = 25$ kN i prędkości $v_M = 0,35$ m/s siłownika. Widać tu, że strukturalne straty są dużo mniejsze niż w przypadku niewielkiego lub częściowego wykorzystania prędkości i obciążenia siłownika, co przedstawiono na rys. 4–7. W związku ze wzrostem obciążenia siłownika zmalały również straty mechaniczne ΔP_{Mm} w siłowniku. Straty ciśnieniowe ΔP_C w przewodach wzrosły z racji wzrostu prędkości siłownika.

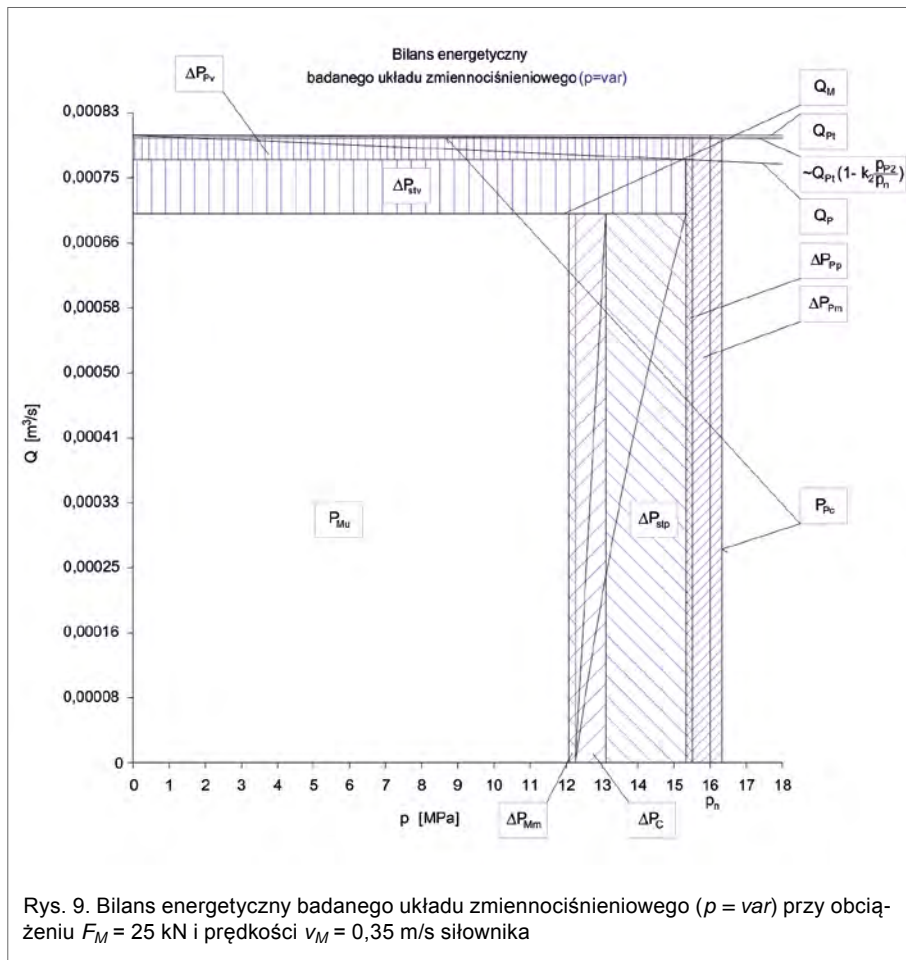
Porównując bilans energetyczny układu $p = var$ pokazany na rys. 9 z bilansem układu $p = cte$, przedstawionym na rys. 8, przy tych samych współczynnikach prędkości i obciążenia siłownika, można za-



Rys. 7. Bilans energetyczny badanego układu zmiennociśnieniowego ($p = var$) przy obciążeniu $F_M = 25$ kN i prędkości $v_M = 0,20$ m/s siłownika



Rys. 8. Bilans energetyczny badanego układu stałociśnieniowego ($p = cte$) przy obciążeniu $F_M = 25$ kN i prędkości $v_M = 0,35$ m/s siłownika



uważyć, że bilansy są podobne w sensie wielkości odpowiadających sobie pól.

Strukturalne straty są dużo mniejsze niż w przypadku niewielkiego lub częściowego wykorzystania prędkości i obciążenia siłownika. W związku ze wzrostem prędkości i obciążenia siłownika wzrosły również straty mechaniczne ΔP_{Mm} w siłowniku i straty ΔP_C ciśnieniowe w przewodach.

Podsumowanie i wnioski

Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego jest iloczynem sprawności elementów składowych układu tworzącego napęd. Sprawność elementów składowych jest z kolei iloczynem sprawności mechanicznej, ciśnieniowej i objętościowej elementów. Określając te sprawności nie bierze się pod uwagę mocy strat występujących w elementach, a jedynie moment lub siłę strat mechanicznych, straty ciśnienia w kanałach bądź natężenie strat objętościowych. Możliwe jest to w przypadku pomp i silników obrotowych, siłowników dwutłoczkowych. Nie wystarcza natomiast przy rozważaniu sprawności energetycznej

powszeczenie stosowanych silników liniowych, siłowników jednotłoczkowych i układów z tymi silnikami. Stosuje się więc nie zawsze uzasadnione założenia upraszczające [3].

Pełny obraz strat energetycznych w układzie napędu hydrostatycznego to obraz mocy strat energetycznych w elementach układu. Moc na wale pompy zasilającej układ jest równa sumie mocy na wale lub na tłoczysku silnika hydraulicznego oraz mocy poszczególnych strat występujących w strumieniu energetycznym przepływającym przez elementy składowe. Na wielkość mocy dostarczanej układowi na wale pompy ma również wpływ zależność prędkości $n_P = n_{Mn}$ silnika napędzającego pompę od momentu M_P na wale pompy. Moce strat energetycznych w elementach układu, a także moce elementów muszą być dokładnie zdefiniowane. Obraz strat energetycznych wymaga określenia zakresu zmian mocy użytecznej P_{Mu} silnika hydraulicznego określonej zakresem zmiany momentu M_M i prędkości kątowej ω_M wału silnika obrotowego bądź siły F_M i prędkości v_M silnika liniowego. Obraz strat energetycznych w układzie napędu hydrosta-

tycznego należy budować w kierunku od wału silnika hydraulicznego obrotowego lub tłoczyska silnika liniowego do wału pompy zasilającej układ [4, 5].

Wnioski

1. Przedstawiono wpływ mocy P_{Mu} na moc P_{Pc} w rozważanych układach, jak i wpływ na P_{Pc} mocy ΔP strat w poszczególnych elementach. Chwilowa moc P_{Mu} użyteczna siłownika, która jest określona iloczynem siły F_M i prędkości v_M tłoczyska siłownika, jest niezależna od wszystkich strat. Do mocy użytecznej P_{Mu} dochodzi moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku, moc ΔP_C strat w przewodach, moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych i ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych, które są związane ze sterowaniem dławieniowym, oraz moce strat w pompie: ΔP_{Pp} ciśnieniowe, ΔP_{Pv} objętościowe i ΔP_{Pm} mechaniczne. W efekcie sumy mocy P_{Mu} i mocy ΔP wszystkich strat w układzie uzyskuje się chwilową wartość mocy P_{Pc} , której wymaga pompa od napędzającego ją silnika.
2. Dokonano analizy mocy strat; przykładowo w układzie $p = cte$ (rys. 4) moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku jest mniejsza od mocy ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie. W układzie $p = var$ (rys. 5), moce ΔP_{Mm} i ΔP_{Pm} strat są mniejsze; jednocześnie również tu moc ΔP_{Mm} jest mniejsza od ΔP_{Pm} .
3. Pokazano, że przy niezmiennym obciążeniu F_M siłownika a zwiększanej jego prędkości v_M zwiększa się moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych, ponieważ natężenie strumienia płynącego przez rozdzielacz proporcjonalnie się zwiększa (rys. 6–9).
4. Zmiana struktury z $p = cte$ na $p = var$, przy tej samej mocy użytecznej P_{Mu} układu skutkuje poważnym zmniejszeniem mocy ΔP_{st} strat strukturalnych (rys. 8 i 9). Jednocześnie przy tej samej prędkości v_M siłownika, w strukturze $p = var$ zmniejszają się: moc ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie, moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie; natomiast rośnie nieco moc ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w pompie.
5. Porównując bilans energetyczny układu $p = var$ z bilansem układu $p = cte$, przy tych samych, największych w trakcie badań współczynnikach $\bar{\omega}_M$

- prędkości i \bar{M}_M obciążenia siłownika, można zauważyć, że bilanse te zbliżają się do siebie w sensie wielkości pól mocy strat (rys. 8 i 9).
- Poważne zmniejszenie mocy ΔP_{st} strat strukturalnych i mocy ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie w układzie $p = var$ w stosunku do układu $p = cte$ można zaobserwować przy mniejszych wartościach obciążenia siłownika. Jest to związane z mniejszym ciśnieniem p_{P2} w układzie $p = var$, ponieważ układ 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 i jednocześnie stratę Δp_{DE2} ciśnienia w szczelinie f_{DE2} rozdzielacza. Spadek Δp_{DE1} ciśnienia w rozdzielaczu jest mniejszy w porównaniu ze spadkiem Δp_{DE1} w strukturze $p = cte$. W związku z niższym ciśnieniem p_{P2} uległa poważnemu obniżeniu moc P_{Pc} pobierana przez pompę (rys. 4 i 5).
 - Przy małej prędkości v_M i małym obciążeniu F_M siłownika można zauważyć, pomimo zastosowania w układach pompy o stałej wydajności, poważne zmniejszenie mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych, ale również znakomite obniżenie mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w układzie $p = var$ w stosunku do układu $p = cte$. Chociaż natężenie Q_0 strumienia płynącego przez zawór przelewowy do zbiornika przy tej samej prędkości v_M siłownika jest w porównywanych układach praktycznie takie samo, to iloczyn mniejszego ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy i natężenia Q_0 , będącego różnicą $Q_P - Q_M$, daje mniejszą moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w układzie $p = var$ (rys. 4 i 5).
 - Moc ΔP_C strat w przewodach jest duża przy dużym natężeniu Q_M strumienia skierowanym do siłownika (rys. 8 i 9) w porównaniu z mocą ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w pompie. W badanych układach $p = cte$ i $p = var$, na poszczególnych odcinkach przewodów znajduje się wiele elementów (filtr, łączniki przewodów, zawory odcinające w położeniu pełnego otwarcia, czujniki temperatury), które zmieniają kierunek przepływu bądź wartość prędkości cieczy w przewodach. W związku z tym nawet większa wydajność Q_P pompy sprawia, że opory przepływu w kanałach pompy są mniejsze (co na rysunku odpowiada mniejszej szerokości pola mocy ΔP_{Pp} strat) niż opory przepływu występujące w przewodach (co na rysunku odpowiada szerokości pola mocy ΔP_C strat).
 - Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku zmienia się w zależności od tego, jakie panuje ciśnienie w jego komorach. W układzie zmiennociśnieniowym moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest mniejsza niż w układzie $p = cte$, ponieważ mniejsza jest w siłowniku siła F_{Mm} strat tarcia (rys. 4 i 5).
 - W przypadku powiększania prędkości v_M i obciążenia F_M siłownika odpowiednio do wartości maksymalnych v_{Mmax} i F_{Mmax} minimalizuje się moc ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych i moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych związanych z zespołem sterowania dławieniowego.
 - W przypadku gdy siłownik się nie przemieszcza (gdy jego prędkość równa się zero – $v_M = 0$), a pompa pracuje, moc P_{Mu} użyteczna siłownika równa jest zero; w układzie występują następujące moce strat: moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych oraz moce strat w pompie: ΔP_{Pp} ciśnieniowych, ΔP_{Pv} objętościowych i ΔP_{Pm} mechanicznych, których suma stanowi moc P_{Pc} pobieraną wówczas przez pompę. Przy mniejszych obciążeniach F_M zatrzymanego siłownika, moc P_{Pc} pobierana przez pompę w układzie $p = var$ jest mniejsza od mocy P_{Pc} w układzie $p = cte$.
 - Z przedstawionych bilansów energetycznych wynika, że moce P_{Pc} pobierane przez pompę (przy jednakowej mocy P_{Mu} użytecznej siłownika) są różne dla dwóch badanych układów. Pompa pracująca w układzie $p = cte$ przy stałej wydajności i ciśnieniu nominalnym p_n pobiera bez przerwy znacznie większą moc P_{Pc} niż w układzie $p = var$. Poza nadmiernie traconą mocą ulegają szybszemu zużyciu elementy pracujące w układzie stałociśnieniowym i olej hydrauliczny jako czynnik roboczy.
 - Przedstawienie bilansu energetycznego badanych układów za pomocą interpretacji graficznej polami mocy strat energetycznych pokazuje w sposób czytelny i prosty moce występujące w układzie i moce strat w poszczególnych elementach zależne od prędkości v_M i obciążenia F_M siłownika, od struktury sterowania dławieniowego prędkości v_M oraz od jakości elementów składowych układu. Jest to pierwszy przykład, jak się zmieniają pola mocy ΔP strat w elementach oraz mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę w funkcji mocy P_{Mu} użytecznej siłownika hydraulicznego.
 - Układ zmiennociśnieniowy zdecydowanie redukuje w porównaniu z układem stałociśnieniowym moc strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego, występujących w okresie obciążenia silnika hydraulicznego liniowego zmniejszającym się obciążeniem zewnętrznym. Zmniejsza się również moc strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym sterowanym mimo tego, że natężenie strumienia strat objętościowych w tym zaworze nieco różnie w porównaniu z układem stałociśnieniowym z racji wyższej wydajności pompy. W pompie z racji jej pracy w układzie zmiennociśnieniowym następuje niewielkie powiększenie mocy strat ciśnieniowych, zmniejszenie mocy strat objętościowych, a także zmniejszenie mocy strat mechanicznych. W efekcie w okresie obciążenia silnika hydraulicznego liniowego niewielką siłą, następuje również wyraźne zmniejszenie mocy pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, co, przy niezmienionej mocy użytecznej silnika hydraulicznego liniowego – wyraźnie podwyższa sprawność energetyczną całego układu w porównaniu ze sprawnością układu stałociśnieniowego.
 - Dwa porównywane układy mogą osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia i maksymalnej prędkości, tę samą maksymalną sprawność całkowitą. Układ zmiennociśnieniowy staje się wtedy układem stałociśnieniowym, a więc warunki pracy obu układów stają się takie same.

Bibliografia

- PASZOTA Z.: *Graficzne przedstawienie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego.*

- Część I – Układy z zastosowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii pt. „Badania, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medlera. Biblioteka „Cylinder”, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2008, s. 121–139, rys. 12, bibliograf. 10 poz.
- [2] PASZOTA Z.: *Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym silownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia*. Rozdział w monografii pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” – Biblioteka „Cylinder” pod redakcją Edwarda Palczaka. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2005, s. 145–162, rys. 6, bibliograf. 8 poz.
- [3] SKOREK G.: *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym silownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Katedra Urządzeń Okrętowych i Oceanotechnicznych, Gdańsk 2008, s. 253, rys. 141, bibliograf. 62 poz.
- [4] PASZOTA Z.: *Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część I – Silnik hydrauliczny*. Rozdział w monografii pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2007, s. 99–120, rys. 3, bibliograf. 6 poz.
- [5] Paszota Z.: *Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część II – Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa*. Rozdział w monografii pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2007, s. 121–139, rys. 1, bibliograf. 6 poz.

dr. inż. Grzegorz Skorek – adiunkt,
Katedra Podstaw Techniki, Wydział
Mechaniczny, Akademia Morska w Gdyni

artykuł recenzowany