

Nr 100/2017, 164–178  
ISSN 1644-1818  
e-ISSN 2451-2486

## CHARAKTERYSTYKI MOCY STRAT ENERGETYCZNYCH W WYBRANYCH ELEMENTACH UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

### CHARACTERISTICS OF POWER OF ENERGY LOSSES IN SELECTED ELEMENTS IN HYDRAULIC SYSTEMS

**Grzegorz Skorek**

Akademia Morska w Gdyni, Morska 81-87, 81–225 Wydział Mechaniczny,  
Katedra Podstaw Techniki, Gdynia, e-mail: grzesko@am.gdynia.pl

**Streszczenie:** W artykule porównano dwa układy ze sterowaniem dławieniowym, które zasilane były pompą o stałej wydajności. Poruszono tematykę związaną ze stratami energetycznymi układów hydrostatycznych z silnikami hydraulicznymi liniowymi sterowanymi proporcjonalnie rozdzielaczem proporcjonalnym. Przedstawiono i porównano wykresy mocy strat dwóch układów hydraulicznych pracujących przy tych samych parametrach prędkości i obciążenia siłownika, lecz różniących się strukturą oraz możliwością oszczędności energii.

**Słowa kluczowe:** moc, straty energetyczne, sterowanie proporcjonalne, układ hydrostatyczny, silnik hydrauliczny liniowy.

**Abstract:** In this article two hydrostatic systems with a throttling steering fed by a constant capacity pump were compared. The subject matter connected with an energy losses of hydrostatic systems with hydraulic linear motors controlled by proportional directional valve was presented. Diagrams of power losses of two hydraulic systems worked at the same parameters of a speed and a load of hydraulic linear motor, which were different due to structure and ability of an energy saving, were presented and were compared.

**Keywords:** power, energy losses, proportional control, hydrostatic system, hydraulic cylinder.

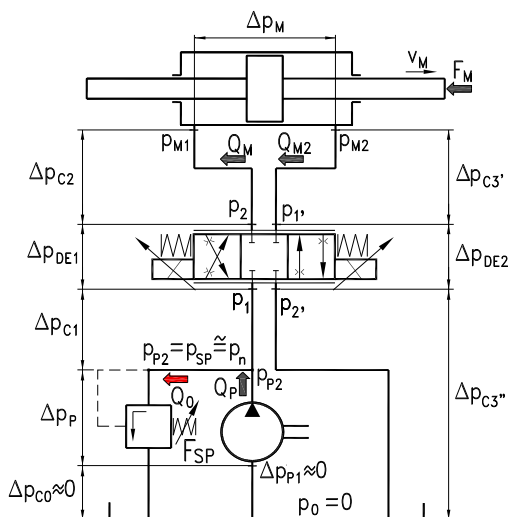
## 1. WSTĘP

W artykule przedstawiono charakterystyki 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 – siłownika linie mocy strat energetycznych występujących w elementach tych struktur.

Badania dotyczyły 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).

Najczęściej spotykanym układem sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego jest system, w którym rozdzielacz proporcjonalny zasilany jest pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym stały poziom ciśnienia zasilania  $p=cte$  (rys. 1). Spadek ciśnienia w siłowniku równoważy 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 nie będzie 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 [Paszota 2000; Skorek 2014].



**Rys. 1.** Schemat badanego układu zasilanego przy stałym ciśnieniu – struktura  $p=cte$

**Fig. 1.** Diagram of the test system fed at constant pressure – structure  $p=cte$

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 [Skorek 2013].

Układ ten 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  $\eta$  układu gwałtownie maleje.

Wartość współczynnika  $\overline{M}_M$  obciążenia oblicza się z następującego wzoru:

$$\overline{M}_M = \frac{F_M}{F_{Mn}} \quad (1)$$

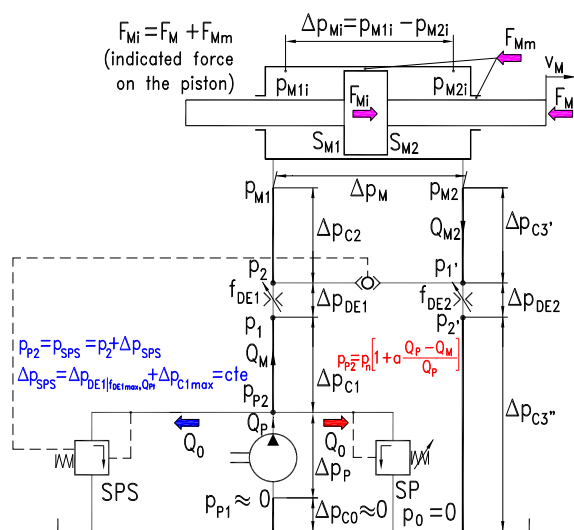
Otrzymuje się wówczas wyrażenie bezwymiarowe, będące stosunkiem siły obciążającej siłownik do siły nominalnej wynoszącej w tym przypadku  $F_{Mn} = 32\,200$  N. Natomiast współczynnik  $\overline{\omega}_M$  prędkości siłownika jest stosunkiem prędkości  $v_M$  tłoczyska do prędkości nominalnej wynoszącej  $v_{Mn} = 0,4$  m/s.

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  $p=\text{var}$  (rys. 2) umożliwi obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [Paszota 2005].

W układzie zmiennociśnieniowym  $p=\text{var}$  można poważnie obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe w zespole sterowania dławieniowego, straty mechaniczne w siłowniku i pompie oraz straty objętościowe w pompie. Opis matematyczny strat i sprawności przedstawiono w pracach [Paszota 1999, 2005; Skorek 2008].

Struktura zmiennociśnieniowa  $p=\text{var}$  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. Struktura zmiennociśnieniowa  $p=\text{var}$  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 szczeliny odpływu cieczy roboczej rozdzielacza do zbiornika. Dodatkowo układ ten utrzymuje stałą prędkość tłoka niezależną od obciążenia. Jest to efektem utrzymywania praktycznie stałego spadku ciśnienia  $\Delta p_{\text{DEI}}$  w szczeliny dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego [Paszota 2001; Skorek 2014].



**Rys. 2.** Schemat układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia –  $p=var$

**Fig. 2.** Schematic diagram of a proportional valve system supplied by a constant capacity pump working with a controlled overflow valve in a variable-pressure system –  $p=var$

Badane struktury pracowały przy tych samych parametrach pracy silnika hydraulicznego liniowego, a więc przy jego obciążeniu  $F_M$  i prędkości  $v_M$ . W celu uzyskania stałej prędkości niezależnie od obciążenia siłownika ingerowano w nastawę rozdzielacza proporcjonalnego.

Porównano tu wielkości mocy  $\Delta P$  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 niezmienną wielkości  $P_{Mu} = F_M \cdot v_M$  użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego liniowego.

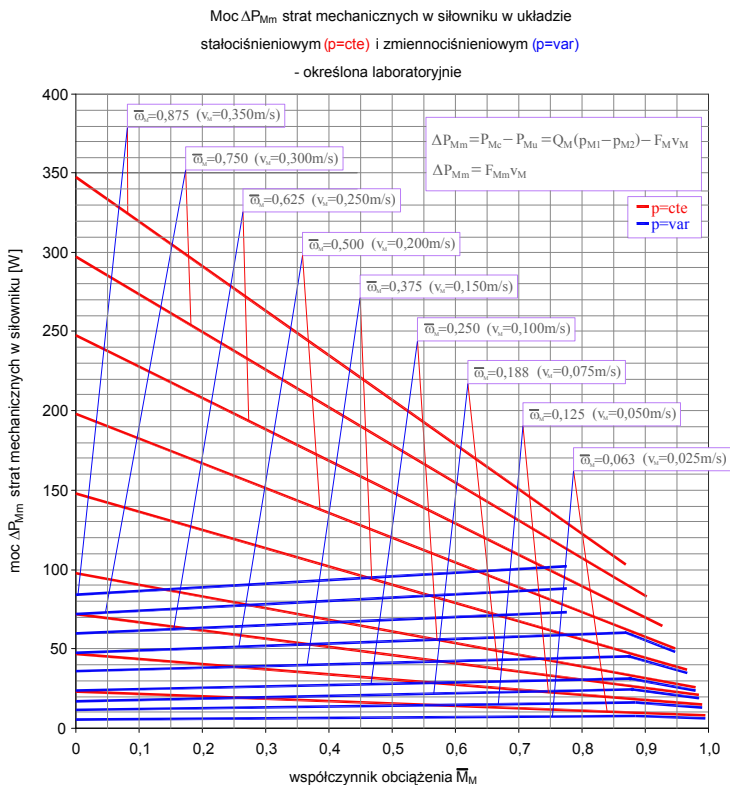
W badanych układach zostały użyte następujące elementy:

- pompa z wychylnym wirnikiem HYDROMATIC typu A7.VSO.58DR, pracująca przy stałej wydajności  $Q_{Pr} = 0,000805 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  ( $48,30 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ );
- rozdzielacz proporcjonalny REXROTH typu 4WRA10E60-21/G24N9K4, z identycznymi szczelinami dławiaczymi  $f_{DE1} = f_{DE2}$ ;
- siłownik dwutłoczkowy HYDROSTER typu CD-63/36x500, średnica cylindra  $D = 63 \text{ mm}$  i średnica tłoczyska  $d = 36 \text{ mm}$ ;
- zawór przelewy REXROTH typu DBW10A3-52/315XU GE 62 4N9K4;
- zawór przelewy sterowany REXROTH typu ZDC10PT-23/XM (tylko w układzie zmiennociśnieniowym –  $p=var$ ).

Cisnienie nominalne występujące w badanym układzie wynosiło  $p_n = 16$  MPa, olej hydrauliczny Total Azola 46 o lepkości kinematycznej  $\nu = 35 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  (przy temperaturze  $\vartheta = 43^\circ\text{C}$ ) i gęstości  $\rho = 873,3 \text{ kgm}^{-3}$ .

## 2. MOC STRAT MECHANICZNYCH W SIŁOWNIKU W UKŁADACH $p=\text{cte}$ , $p=\text{var}$

Rysunek 3 przedstawia wykres zależności mocy  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku w układzie stałociśnieniowym ( $p=\text{cte}$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=\text{var}$ ) od współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia przy różnych współczynnikach  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika [Skorek 2008].



**Rys. 3.** Zależność mocy  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku w układzie stałociśnieniowym ( $p=\text{cte}$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=\text{var}$ ) od współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia przy różnych współczynnikach  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika

**Fig. 3.** Dependence of power  $\Delta P_{Mm}$  of mechanical losses in hydraulic cylinder in constant pressure system ( $p = \text{cte}$ ) and variable pressure system ( $p = \text{var}$ ) from the load coefficient  $\bar{M}_M$  at different cylinder speed coefficients  $\bar{\omega}_M$

Moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku maleje po zastąpieniu układu  $p=cte$  układem  $p=var$ . Przy współczynniku  $\overline{M}_M = 0$  obciążenia oraz współczynniku  $\overline{\omega}_M = 0,875$  prędkości siłownika moc tych strat obniża się z około 350 W do blisko 84 W, a więc około 4,2-krotnie. Moce  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń (maksymalnych wartości  $\overline{M}_M$ ) siłownika, czyli w strefie, w której układ  $p=var$  zaczyna pracować jako układ  $p=cte$ . Wielkość  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku jest wówczas stosunkowo mała – poniżej 100 W [Skorek 2008].

W badanym siłowniku moc strat objętościowych  $\Delta P_{Mv}$  i ciśnieniowych  $\Delta P_{Mp}$  przyjęto jako równe zero, ponieważ zastosowane uszczelnienia eliminują przecieki (czyli  $Q_{Mv} = 0$ ), a opory przepływu (straty ciśnienia)  $\Delta p_{Mp1}$  i  $\Delta p_{Mp2}$  w kanale dopływowym i odpływowym są pomijalne.

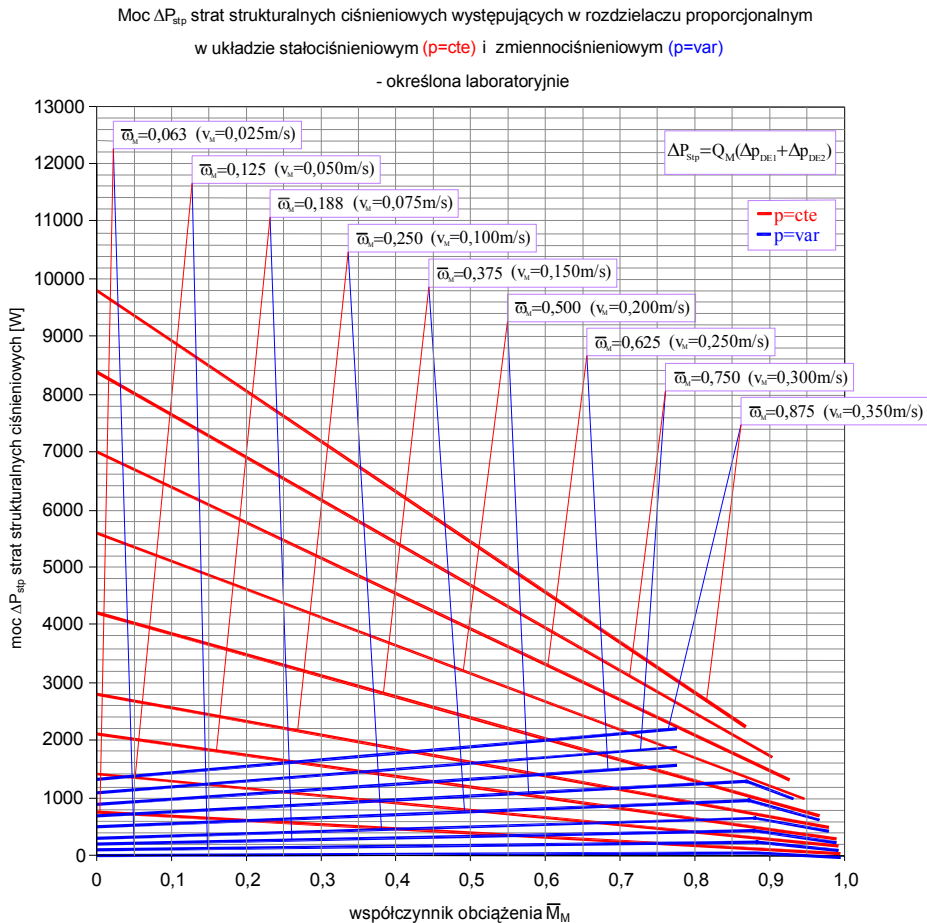
### 3. MOC STRUKTURALNYCH STRAT CIŚNIENIOWYCH W UKŁADACH $p=cte$ , $p=var$

Na rysunku 4 pokazano moc  $\Delta p_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego – rozdzielaczu, określonych w funkcji współczynnika  $\overline{M}_M$  obciążenia silnika przy ustalonych prędkościach  $v_m$  siłownika, czyli przy ustalonych współczynnikach  $\overline{\omega}_M$  prędkości w układzie  $p=cte$  i  $p=var$  [Skorek 2008].

Po zastąpieniu układu  $p=cte$  układem  $p=var$  widoczne jest obniżenie mocy  $\Delta P_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych, występujących w rozdzielaczu proporcjonalnym.

Przy współczynniku  $\overline{M}_M = 0$  obciążenia oraz współczynniku  $\overline{\omega}_M = 0,875$  ( $v_M = 0,350$  m/s) prędkości siłownika moc tych strat obniża się z około 9800 W do około 1300 W, a więc 7,5-krotnie. Moce  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości  $\overline{M}_M$ ), czyli w strefie, w której układ  $p=var$  pracuje jak układ  $p=cte$ . Wielkość  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych w obu układach jest wówczas stosunkowo mała – poniżej 2300 W.

Moc  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu, która jest związana z przepływem strumienia  $Q_M$  przez rozdzielacz, wynika ze struktury zasilania. W przypadku układu  $p=cte$  wymusza się dużo wyższy poziom mocy w strumieniu wpływającym do rozdzielacza i w efekcie dużo większe straty niż w układzie  $p=var$ . Spowodowane jest to praktycznie stałą wartością ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy, ponieważ pompa pracuje w układzie stałociśnieniowym przy ciśnieniu nominalnym  $p_n = 16$  MPa.



**Rys. 4.** Zależność mocy  $\Delta P_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych (w rozdzielaczu proporcjonalnym) w układzie stałociśnieniowym ( $p=cte$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=var$ ) od współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia przy różnych współczynnikach  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika

**Fig. 4.** Power dependence  $\Delta P_{stp}$  of structural pressure losses (in proportional valve) in constant pressure system ( $p=cte$ ) and variable pressure system ( $p=var$ ) from the load coefficient  $\bar{M}_M$  at different cylinder speed coefficients  $\bar{\omega}_M$

Przy rosnącej prędkości cieczy płynącej do siłownika, rośnie proporcjonalnie jego prędkość. Przy zmianie prędkości siłownika od 0,025 do 0,35 m/s podział strumienia cieczy tłoczonej przez pompę na strumień płynący poprzez zawór przelewowy i na strumień płynący poprzez rozdzielacz dławiący zmienia się. Jeżeli np. rośnie natężenie strumienia płynącego przez rozdzielacz dławiący, a sprawność strukturalna ciśnieniowa jest stosunkiem mocy cieczy za zespołem sterowania dławieniowego do mocy cieczy przed rozdzielaczem, to moc za rozdzielaczem

rośnie proporcjonalnie do natężenia strumienia skierowanego do siłownika. Podobnie, z punktu widzenia natężenia strumienia, wzrasta moc cieczy bezpośrednio przed rozdzielaczem, ale przed rozdzielaczem maleje jednocześnie ciśnienie związane z tym, że rośnie strumień cieczy między pompą a rozdzielaczem w tym przewodzie, a przy rosnącym natężeniu tego strumienia maleje ciśnienie cieczy przed rozdzielaczem. Jeżeli więc wzrasta natężenie strumienia skierowanego przez rozdzielacz do siłownika, to maleje również w związku z tym rosnącym natężeniem strumienia poziom ciśnienia bezpośrednio przed rozdzielaczem w stosunku do ciśnienia stabilizowanego zaworem przelewowym SP i SPS, ponieważ w przewodzie łączącym pompę z rozdzielaczem występują opory. Jeżeli opory w przewodzie rosną, to zmniejsza się jednocześnie o ich wartość poziom ciśnienia przed rozdzielaczem.

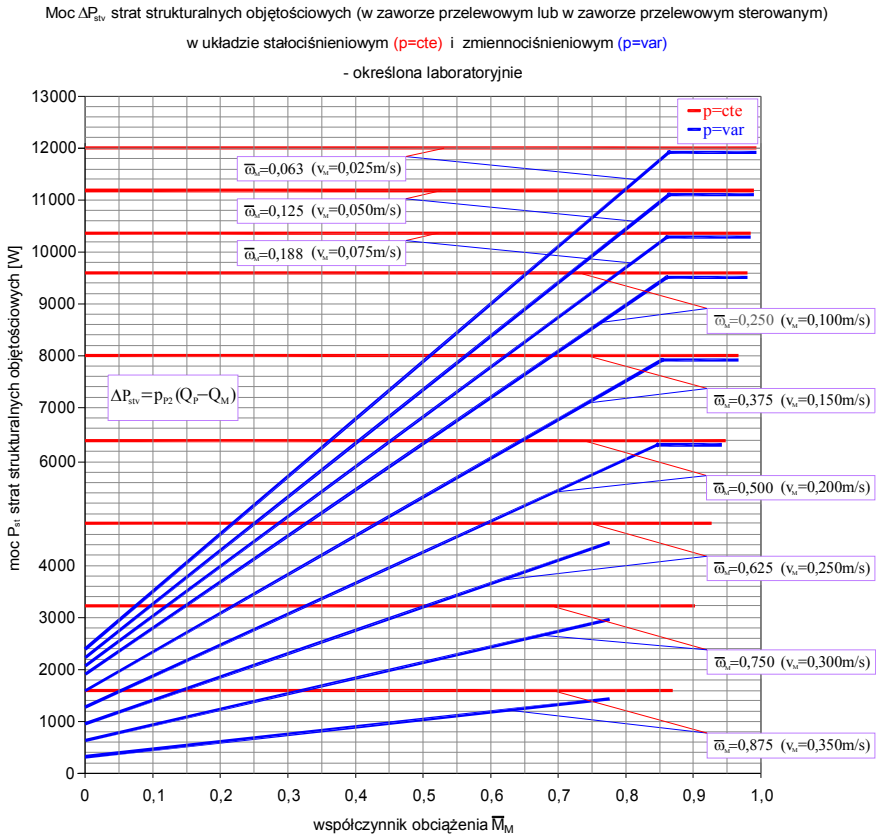
#### 4. MOC STRUKTURALNYCH STRAT OBJĘTOŚCIOWYCH W UKŁADACH $p=cte$ , $p=var$

Moc  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych (rys. 5), występujących w zaworze przelewowym SP (układ  $p=cte$ ) bądź w zaworze przelewowym sterowanym SPS i w zaworze przelewowym SP (układ  $p=var$ ), maleje, po zastąpieniu układu  $p=cte$  układem  $p=var$ , w zakresie mniejszych wartości współczynnika obciążenia siłownika [Skorek 2008].

Jednakże obniżenie mocy tych strat nie jest tak wyraźne jak w przypadku mocy  $\Delta P_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych (rys. 4). Przy współczynniku  $\bar{M}_M = 0$  obciążenia oraz współczynniku  $\bar{\omega}_M = 0,063$  ( $v_M = 0,025$  m/s) prędkości siłownika, moc  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych obniża się z około 12 000 W do blisko 2400 W, a więc 5-krotnie. Moce  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości  $\bar{M}_M$ ) czyli w strefie pracy układu  $p=var$  jako układu  $p=cte$ . Jednakże wówczas jednakowa moc  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych w obu układach jest największa, dochodząc, przy  $\bar{\omega}_M = 0,063$ , do 12 000 W.

W strefie maksymalnego współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia i przy małym z kolei współczynniku  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika, moc  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych jest, jak już wspomniano, największa, ponieważ traci się wtedy prawie całą moc pompy, pracującej przy ciśnieniu nominalnym  $p_n$ , w zaworze przelewowym (w przypadku układu  $p=cte$ ) lub w zaworze przelewowym sterowanym i zaworze przelewowym (w przypadku układu  $p=var$ ).





**Rys. 5.** Zależność mocy  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych (w zaworze przelewowym lub w zaworze przelewowym sterowanym) w układzie stałociśnieniowym ( $p=cte$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=var$ ) od współczynnika  $\overline{M}_M$  obciążenia przy różnych współczynnikach  $\overline{\omega}_M$  prędkości siłownika

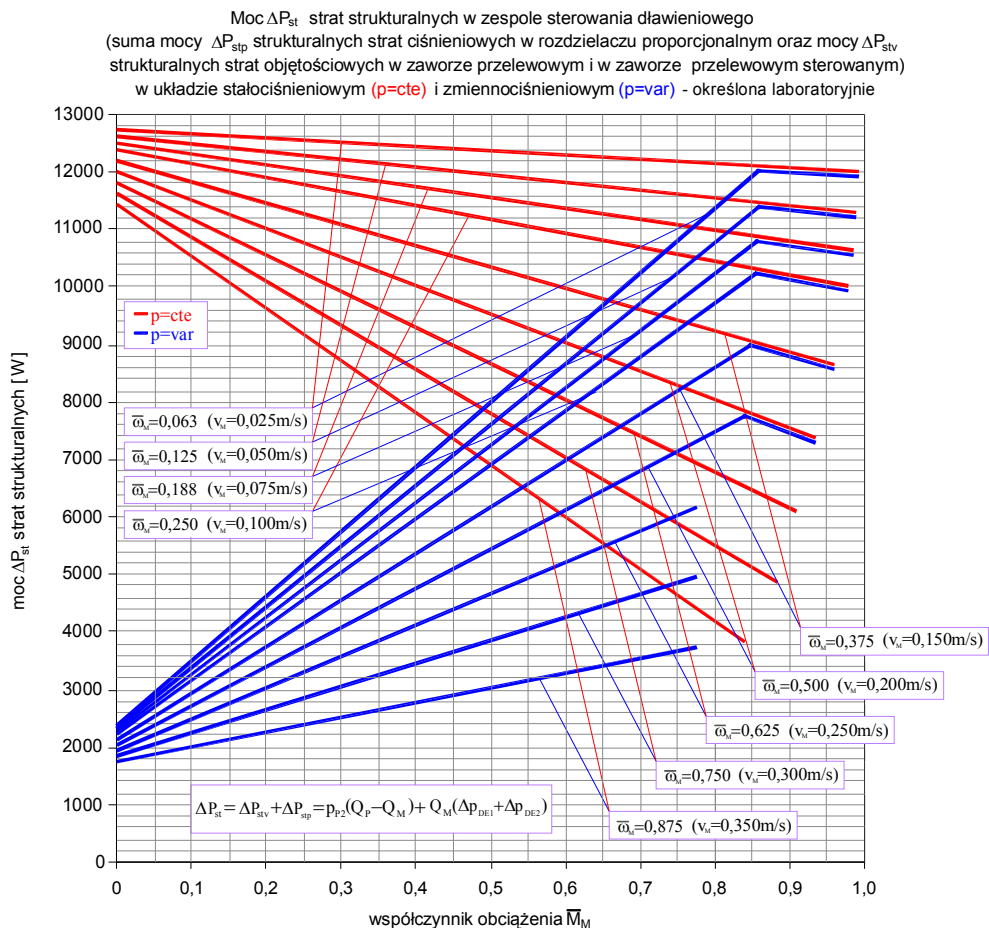
**Fig. 5.** Dependence of power  $\Delta P_{stv}$  of volume losses (in overflow valve or in control overflow valve) in a constant pressure system ( $p=cte$ ) and in a variable pressure system ( $p=var$ ) from the load coefficient  $\overline{M}_M$  at different cylinder speed coefficients  $\overline{\omega}_M$

## 5. MOC STRAT STRUKTURALNYCH W UKŁADACH $p=cte$ , $p=var$

Moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych jest sumą mocy  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu proporcjonalnym i mocy  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym bądź w zaworze przelewowym sterowanym:

$$\Delta P_{st} = \Delta P_{stp} + \Delta P_{stv} \quad (2)$$

Na rysunku 6 przedstawiono wykres mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w układach  $p=cte$  i  $p=var$  [Skorek 2008].



**Rys. 6.** Zależność mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w zespole sterowania ciśnieniowego (suma mocy  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu proporcjonalnym oraz mocy  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym i w zaworze przelewowym sterowanym) w układzie stałociśnieniowym ( $p=cte$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=var$ ) od współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia przy różnych współczynnikach  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika

**Fig. 6.** Power dependence  $\Delta P_{st}$  of structural losses in the throttle control unit (sum of power  $\Delta P_{stp}$  of structural pressure losses in the proportional valve and power  $\Delta P_{stv}$  of the structural volume losses in the overflow valve and in the control overflow valve) in constant pressure system ( $p=cte$ ) and variable pressure system ( $p=var$ ) from the load coefficient  $\bar{M}_M$  at different speed coefficients  $\bar{\omega}_M$  of the hydraulic cylinder

Moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w układzie  $p=cte$ , przy ustalonych wartościach współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości siłownika, maleje wraz ze wzrostem obciążenia.

Jak już wspomniano, moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych jest sumą mocy  $\Delta P_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych oraz mocy  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych. Biorąc więc pod uwagę rysunek 4, na którym linie mocy  $\Delta P_{stp}$  mają tendencję spadkową, oraz rysunek 5, na którym linie mocy  $\Delta P_{stv}$  przyjmują stałe wartości w całym zakresie wartości współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia siłownika, moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych układu  $p=cte$  maleje ze wzrostem obciążenia (rys. 6).

Przy współczynniku  $\bar{M}_M = 0$  obciążenia oraz współczynniku  $\bar{\omega}_M = 0,063$  ( $v_M = 0,025$  m/s) prędkości siłownika, moc  $\Delta P_{st}$  w układzie  $p=cte$  osiąga największą wartość równą  $\Delta P_{st} = 12\,700$  W. Przy tej samej wartości prędkości i przy maksymalnym współczynniku  $\bar{M}_M$  obciążenia równym  $\bar{M}_M = 0,988$  moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w układzie  $p=cte$  spada do  $\Delta P_{st} = 12\,000$  W. Przy maksymalnych zaś wartościach prędkości i obciążenia siłownika,  $\Delta P_{st}$  układu  $p=cte$  przyjmuje wartość najmniejszą równą  $\Delta P_{st} = 3815$  W. Ten ponad 3,3-krotny spadek  $\Delta P_{st}$  związany jest głównie z malejącym spadkiem  $\Delta p_{DE}$  ciśnienia w rozdzielaczu oraz z malejącym natężeniem  $Q_0$  strumienia skierowanego do zbiornika przez zawór przelewowy.

Po zastąpieniu układu  $p=cte$  układem  $p=var$  widoczne jest znakomite obniżenie mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych. Wiąże się to z obniżonym ciśnieniem  $p_{P2}$  w przewodzie tłocznym pompy, występującym przy niższych współczynnikach obciążenia siłownika.

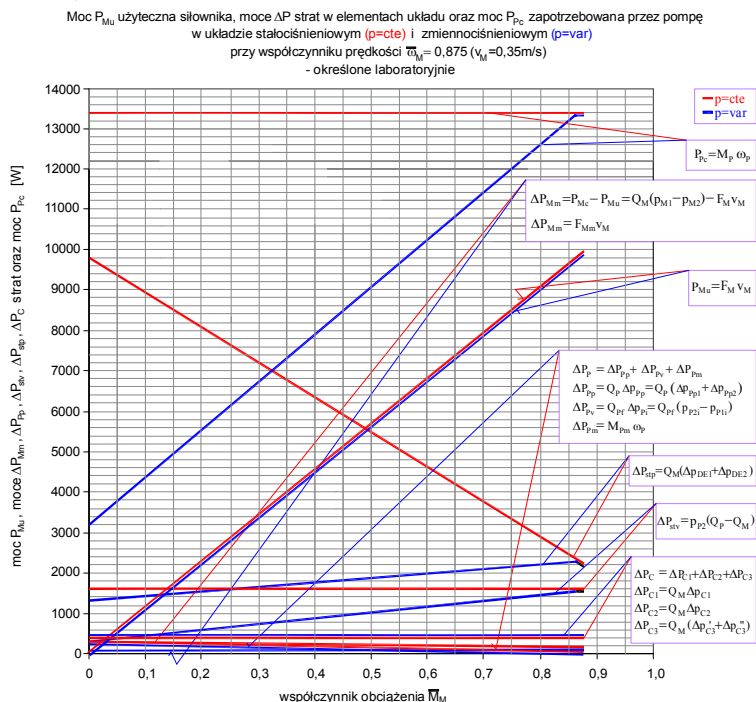
Przy współczynniku  $\bar{M}_M = 0$  obciążenia oraz współczynniku  $\bar{\omega}_M = 0,063$  ( $v_M = 0,025$  m/s) prędkości siłownika, moc strat strukturalnych obniża się z  $\Delta P_{st} = 12\,700$  W ( $p=cte$ ) do około  $\Delta P_{st} = 2400$  W ( $p=var$ ), a więc 5,3-krotnie. Moce  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości  $\bar{M}_M$ ) czyli w strefie, w której układ  $p=var$  pracuje jak układ  $p=cte$ . Wówczas wielkość  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w obu układach, przy minimalnym współczynniku  $\bar{\omega}_M = 0,063$  prędkości siłownika, jest wysoka i wynosi  $\Delta P_{st} = 12\,000$  W.

W układzie  $p=var$ , gdy siłownik pracuje przy dużym współczynniku prędkości równym  $\bar{\omega}_M = 0,875$  ( $v_M = 0,350$  m/s), moc  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych wyraźnie maleje, zmieniając się od  $\Delta P_{st} = 1780$  W przy  $\bar{M}_M = 0$  do  $\Delta P_{st} = 3800$  W przy  $\bar{\omega}_M = 0,775$ .

Reasumując, korzyść z zastąpienia struktury  $p=cte$  strukturą  $p=var$  jest najbardziej widoczna w przypadku przedstawienia mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych w badanych układach na wykresie zbiorczym tych strat (rys. 6). Wynika z niego, że  $\Delta P_{st}$  struktury  $p=cte$  maleje zarówno ze wzrostem prędkości, jak i ze wzrostem obciążenia siłownika. W układzie  $p=var$   $\Delta P_{st}$  rośnie ze wzrostem obciążenia oraz maleje ze wzrostem prędkości.

## 6. ZALEŻNOŚĆ MOCY STRAT W ELEMENTACH UKŁADU ORAZ MOCY ZAPOTRZEBOWANEJ PRZEZ POMPE OD MOCY UŻYTECZNEJ SIŁOWNIKA W UKŁADACH $p=cte$ , $p=var$

Przedstawione na rysunku 7 wyniki badań umożliwiają porównanie zależności wielkości mocy  $\Delta P$  strat energetycznych (wyrażonych w watach [W]) występujących w elementach oraz mocy  $P_{Pc}$  pobieranej przez pompę od mocy  $P_{Mu}$  użytecznej siłownika sterowanego w układzie stałociśnieniowym  $p=cte$  i zmiennociśnieniowym  $p=var$ , przy współczynniku prędkości siłownika  $\bar{\omega}_M = 0,875$  ( $v_M = 0,350$  m/s).



**Rys. 7.** Zależność mocy  $\Delta P$  strat w elementach układu oraz mocy  $P_{Pc}$  zapotrzebowanej przez pompę w układzie stałociśnieniowym ( $p=cte$ ) i zmiennociśnieniowym ( $p=var$ ) od współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia przy współczynniku prędkości siłownika  $\bar{\omega}_M = 0,875$  ( $v_M = 0,35$  m/s). Moc  $P_{Mu}$  użyteczna siłownika wynika z iloczynu aktualnego obciążenia  $F_M$  ( $\bar{M}_M$ ) i aktualnej prędkości  $v_M$  ( $\bar{\omega}_M$ ) siłownika, wymaganych przez napędzane siłownikiem urządzenie

**Fig. 7.** The power loss  $\Delta P$  of the system components and the  $P_{Pc}$  power demanded by the pump by the constant pressure system ( $p=cte$ ) and variable pressure system ( $p=var$ ) from the load coefficient  $\bar{M}_M$  at the hydraulic cylinder speed coefficient  $\bar{\omega}_M = 0.875$  ( $v_M = 0.35$  m/s); The useful power  $P_{Mu}$  of the hydraulic cylinder is resulted from the product of the current  $F_M$  load ( $\bar{M}_M$ ) and the actual speed  $v_M$  ( $\bar{\omega}_M$ ) of the cylinder required by the driven device

Z wykresu na rysunku 7 wynika, że przebiegi mocy  $P_{Pc}$  pobieranej przez pompę (przy jednakowych przebiegach mocy  $P_{Mu}$  użytecznej siłownika) są różne dla dwóch badanych układów. W układzie stałociśnieniowym moc  $P_{Pc}$  jest stała w całym zakresie zmiany współczynnika obciążenia i wynosi 13 380 W, natomiast w przypadku układu zmiennociśnieniowego moc  $P_{Pc}$  zmienia się, w zależności od obciążenia siłownika, w zakresie od 3200 W przy  $\overline{M}_M = 0$  do 13 380 W przy  $\overline{M}_M = 0,875$ . Moc  $P_{Mu}$  użyteczna siłownika rośnie w całym zakresie współczynnika obciążenia, jest równa zero przy  $\overline{M}_M = 0$  i 9900 W przy  $\overline{M}_M = 0,875$ .

## 7. PODSUMOWANIE

W artykule porównano moce strat energetycznych dwóch układów – p=cte i p=var oraz pokazano, jak przebiegają linie mocy  $P_{Mu}$  użytecznej siłownika, linie mocy  $\Delta P$  strat energetycznych w elementach i linie mocy  $P_{Pc}$ , pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika. Przedstawiono także zyski energetyczne związane z wprowadzeniem zasilania przy zmiennym ciśnieniu p=var w porównaniu z układem stałociśnieniowym p=cte.

Przedstawiono wpływ mocy  $P_{Mu}$  na moc  $P_{Pc}$  w rozważanych układach, jak i wpływ na  $P_{Pc}$  mocy  $\Delta P$  strat w poszczególnych elementach. Chwilowa moc  $P_{Mu}$  użyteczna siłownika, która jest określona iloczynem siły  $F_M$  i prędkości  $v_M$  tłoczyśka siłownika, jest niezależna od wszystkich strat. Do mocy użytecznej  $P_{Mu}$  dochodzi moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku, moc  $\Delta P_C$  strat w przewodach, moc  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych i  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych, które są związane ze sterowaniem dławieniowym, oraz moce strat w pompie:  $\Delta P_{pp}$  ciśnieniowe,  $\Delta P_{pv}$  objętościowe i  $\Delta P_{pm}$  mechaniczne. W efekcie sumy mocy  $P_{Mu}$  i mocy  $\Delta P$  wszystkich strat w układzie uzyskuje się chwilową wartość mocy  $P_{Pc}$ , której wymaga pompa od napędzającego ją silnika.

Przy niezmiennym obciążeniu  $F_M$  siłownika, a jego zwiększanej prędkości  $v_M$ , zwiększa się moc  $\Delta P_{stp}$  strat strukturalnych ciśnieniowych, ponieważ natężenie strumienia płynącego przez rozdzielacz proporcjonalny się zwiększa (rys. 4 i 7).

Zmiana struktury z p=cte na p=var, przy tej samej mocy użytecznej  $P_{Mu}$  układu, skutkuje poważnym zmniejszeniem mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych (rys. 6 i 7). Jednocześnie, przy tej samej prędkości  $v_M$  siłownika, w strukturze p=var zmniejszają się moc  $\Delta P_{pv}$  strat objętościowych w pompie, moc  $\Delta P_{pm}$  strat mechanicznych w pompie, natomiast rośnie nieco moc  $\Delta P_{pp}$  strat ciśnieniowych w pompie.

Można zaobserwować przy mniejszych wartościach obciążenia siłownika poważne zmniejszenie mocy  $\Delta P_{st}$  strat strukturalnych i mocy  $\Delta P_{pv}$  strat objętościowych w pompie w układzie p=var w stosunku do układu p=cte. 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  $\Delta p_{DE1}$  ciśnienia w szczelinie  $f_{DE1}$  rozdzielacza i jednocześnie stratę  $\Delta p_{DE2}$  ciśnienia w szczelinie  $f_{DE2}$  rozdzielacza. Spadek  $\Delta p_{DE1}$  ciśnienia w rozdzielaczu jest zmniejszony w porównaniu ze spadkiem  $\Delta p_{DE1}$  w strukturze  $p=cte$ . W związku z niższym ciśnieniem  $p_{P2}$  poważnemu obniżeniu uległa moc  $P_{Pc}$  pobierana przez pompę (rys. 7).

Przy małej prędkości  $v_M$  i małym obciążeniu  $F_M$  siłownika można zauważyć, pomimo zastosowania w układach pompy o stałej wydajności, poważne zmniejszenie mocy  $\Delta P_{stp}$  strukturalnych strat ciśnieniowych, ale również znakomite obniżenie mocy  $\Delta P_{stv}$  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  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych w układzie  $p=var$  (rys. 4 i 5).

Moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w siłowniku zmienia się w zależności od tego, jakie panuje ciśnienie w jego komorach. W układzie zmiennociśnieniowym moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych jest mniejsza niż w układzie  $p=cte$ , ponieważ mniejsza jest w siłowniku siła  $F_{Mm}$  strat tarcia (rys. 3).

W przypadku powiększania prędkości  $v_M$  i obciążenia  $F_M$  siłownika odpowiednio do wartości maksymalnych  $v_{Mmax}$  i  $F_{Mmax}$  minimalizuje się moc  $\Delta P_{stv}$  strat strukturalnych objętościowych i moc  $\Delta P_{stp}$  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  $\Delta P_{stv}$  strukturalnych strat objętościowych oraz moce strat w pompie:  $\Delta P_{pp}$  ciśnieniowych,  $\Delta P_{pv}$  objętościowych i  $\Delta P_{pm}$  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  $p=cte$ .

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 że natężenie strumienia strat objętościowych w tym zaworze nieco rośnie w porównaniu z układem stałociśnieniowym z powodu 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.

## LITERATURA

- Paszota, Z., 1999, *Studium mocy i sprawności energetycznej silnika hydraulicznego liniowego – siłownika*, IX Konferencja „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie, eksploatacja układów hydraulicznych”, Zakopane, 23–25 września, Katedra Inżynierii Produkcji Politechniki Opolskiej, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice.
- Paszota, Z., 2000, *Hydrauliczny układ indywidualny z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika – model strat i sprawności energetycznej*, materiały VI Seminarium „Napędy i sterowanie’2000”, Politechnika Gdańska, Gdańsk 23–25.02.
- Paszota, Z., 2000, *Układ hydrauliczny z pompą o stałej wydajności i ze sterowaniem proporcjonalnym siłownika – sprawność energetyczna przy maksymalnym przekroju dławiącym rozdzielacza zasilanego pompą bezpośrednio*, w: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, Biblioteka „Cylinder”, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice.
- Paszota, Z., 2001, *Hydrauliczne sterowanie proporcjonalne siłownika z zaworem przelewowym zmiennego ciśnienia – model sprawności energetycznej układu*, w: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych*, Biblioteka „Cylinder”, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice.
- Paszota, Z., 2005, *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”, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice.
- Skorek, G., 2008, *Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia*, praca doktorska, Gdańsk.
- Skorek, G., 2013, *Sprawność energetyczna napędu hydrostatycznego*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 6, s. 7–11.
- Skorek, G., 2014, *Układy hydrostatyczne ze sterowaniem dławieniowym*, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 5, s. 16–21.