

# Porównanie strat objętościowych w silnikach hydraulicznych satelitowych przy zasilaniu olejem lub emulsją oleju w wodzie

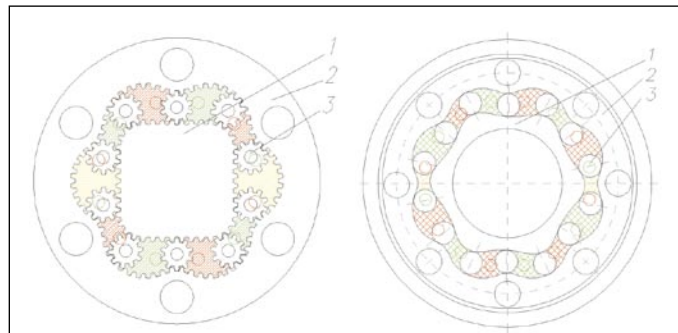
Paweł Śliwiński, Andrzej Balawender

Większość hydraulicznych układów napędowych zasilanych jest obecnie olejami mineralnymi. Jednakże olej jako medium robocze nie może być stosowany wszędzie tam, gdzie występuje ryzyko wystąpienia pożaru. Jest to szczególnie ważne w przypadkach stosowania w węglowym górnictwie podziemnym, hutnictwie, metalurgii, specjalnych technologiach przemysłu zbrojeniowego i innych.

Przemysł górniczy często wykorzystuje emulsje jako trudnopalne, łatwo dostępne i tanie ciecze stanowiące medium robocze w instalacjach hydraulicznych. Emulsjami wodno-olejowymi są emulsje oleju w wodzie (oznaczane skrótem O/W) i emulsje wody w oleju (oznaczane skrótem W/O). Powszechnie wykorzystywaną cieczą roboczą w górniczych instalacjach hydraulicznych jest emulsja O/W typu HFA-E. Zawiera ona powyżej 95% wody i przez to jej lepkość jest zbliżona do lepkości wody, a zakres temperatury stosowania wynosi 5–55°C.

Znane są w kraju wolnoobrotowe wysokomomentowe hydrauliczne silniki satelitowe, których mechanizmy robocze zilustrowano na rysunku 1. Charakteryzują się one dużą zwartością budowy i małą liczbą elementów. Podstawowymi elementami tych silników są: krzywoliniowy wirnik z uzębieniem zewnętrznym, stojan z krzywoliniowym uzębieniem wewnętrznym oraz współpracujące z nimi satelity.

W laboratorium Katedry Hydrauliki i Pneumatyki w ramach pracy doktorskiej [9] przebadano silniki typoszeregu HF i HS, których objętości robocze zawierały się w granicach od 0,025 do 0,5 dm<sup>3</sup>/obr., a ich nominalne ciśnienia robocze wynoszą do 20 MPa [4].



Rys. 1. Mechanizmy robocze badanych silników satelitowych: 1 – wirnik; 2 – obwodnica; 3 – satelita [9, 10, 11]

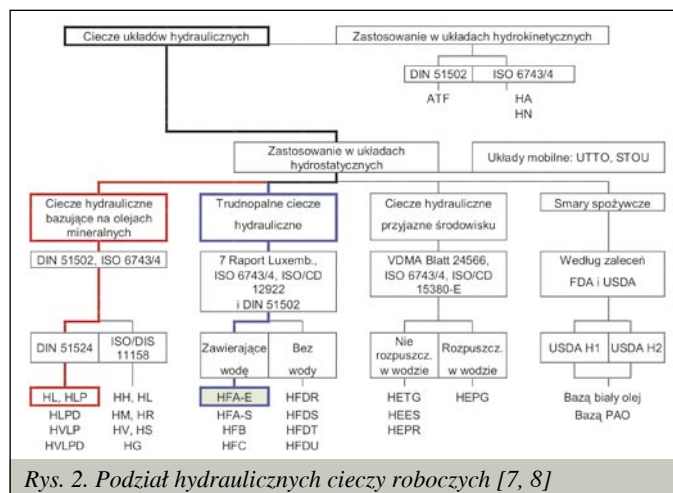
Badane silniki produkowane są przez firmy: FAMA w Gniewie, HYDROMECH w Lublewie oraz STOSOWANIE MASZYN w Katowicach. Są one stosowane w układach hydraulicznych olejowych oraz w układach, gdzie medium roboczym jest emulsja oleju w wodzie typu HFA-E.

Dążąc do przeprowadzenia badań porównawczych silników satelitowych, zasilanych emulsją HFA-E i zasilanych olejem, w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki zaprojektowano i zbudowano od podstaw stanowisko opisane w [3, 5].

## Olej i emulsja oleju w wodzie jako ciecze robocze

Ciecz hydrauliczna spełnia ważną rolę w układach hydraulicznych. Jest ona przeznaczona do przenoszenia energii ciśnienia z zespołów zasilania hydraulicznego do odbiorników. Dlatego cieczą roboczą można uznać za element konstrukcyjny, którego właściwości wywierają zasadniczy wpływ na pracę układu, jego charakterystyki, sprawności, a także na trwałość innych elementów i zespołów tworzących układ.

Na rys. 2 pokazano klasyfikację cieczy stosowanych w układach hydraulicznych z zaznaczonym miejscem zakwalifikowania emulsji HFA-E i oleju mineralnego użytego w baniach.



Rys. 2. Podział hydraulicznych cieczy roboczych [7, 8]

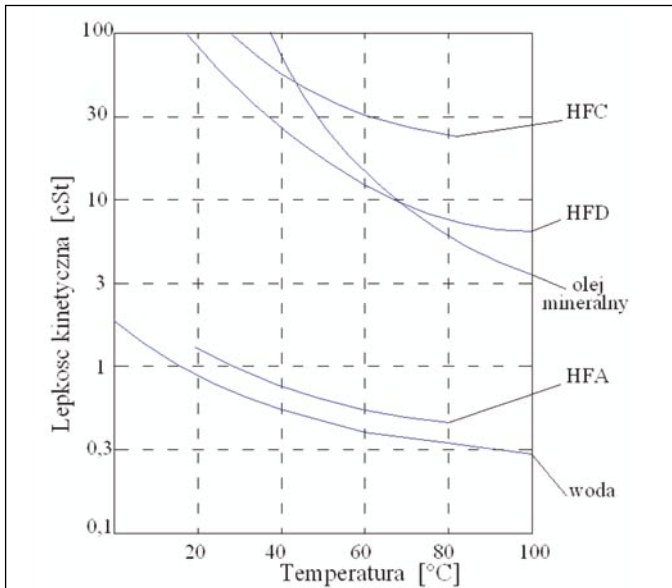
Lepkość cieczy HFA niewiele odbiega od lepkości wody i jest przeciętnie 30–40 razy mniejsza od lepkości olejów. Na rys. 3 przedstawiono w celach porównawczych charakterystyki lepkościowo-temperaturowe wody, emulsji HFA, HFC, HFD oraz oleju mineralnego. Niska lepkość emulsji HFA sprawia, że warunki tworzenia się filmu smarującego między współpracującymi częściami są gorsze, a straty związane z przeciekami przez szczeliny ruchowe większe.

W porównaniu z olejem emulsja HFA, ze względu na wysoką zawartość wody, ma:

- dużo niższą zdolność przyjmowania powietrza (zapowietrzania się), co jest bardzo korzystne z punktu widzenia pracy i trwałości układu oraz jego elementów;
- stosunkowo wysoką wartość ciepła właściwego, co ułatwia chłodzenie elementów układu podczas eksploatacji i zmniejsza

sza wielkość strat, które są już i tak niższe od strat w porównywalnym układzie olejowym ze względu na zdecydowanie niższą lepkość wody;

- dobre przewodnictwo cieplne, co znacznie ułatwia odprowadzenie ciepła do otoczenia.

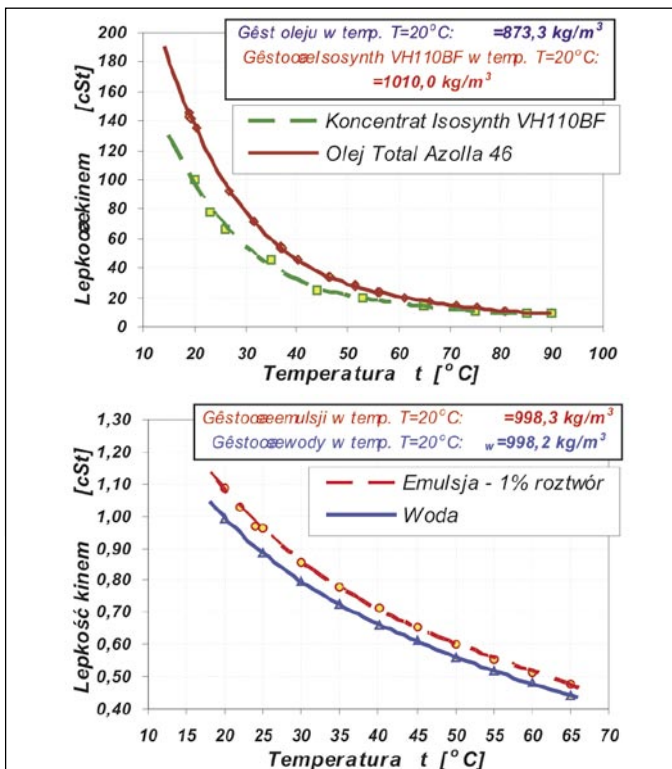


Rys. 3. Zależność lepkości cieczy roboczych od temperatury [2]

W trakcie badań eksperymentalnych używano następujących cieczy roboczych:

- 1) oleju Total Azolla 46 (olej hydrauliczny klasy HLP – rys. 2);
- 2) emulsji oleju w wodzie typu HFA-E o zawartości wody 99% w stosunku wagowym, sporządzonej na bazie koncentratu do sporządzania emulsji HFA-E Isosynth VH110BF.

Charakterystyki lepkościowo-temperaturowe wyżej wymienionych cieczy roboczych pokazano na rys. 4.



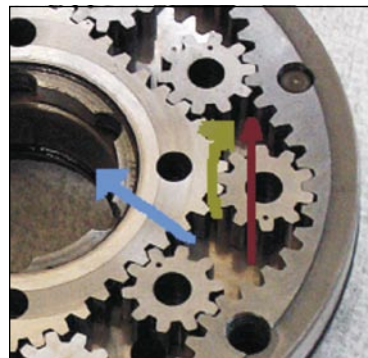
Rys. 4. Charakterystyki lepkościowo-temperaturowe oleju Total Azolla 46, koncentratu do sporządzania emulsji Isosynth VH110BF, emulsji HFA-E i wody [9]

Wszystkie badania laboratoryjne prowadzono w temperaturze:

- oleju  $t_o \sim 43^\circ\text{C}$ , co odpowiada lepkości  $\nu_E = 40\text{cSt}$  i gęstości  $\rho_o = 860\text{ kg/m}^3$ ,
- emulsji  $t_E \sim 30^\circ\text{C}$ , co odpowiada lepkości  $\nu_E = 0,86\text{cSt}$  i gęstości  $\rho_E = 995,8\text{ kg/m}^3$ .

### Badania strat objętościowych w silnikach satelitowych

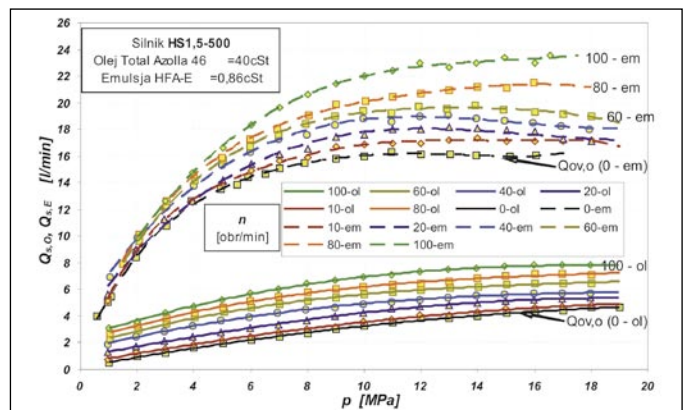
W silnikach satelitowych mogą występować przecieki z komór wysokiego ciśnienia do komór niskiego ciśnienia oraz z komór wysokiego ciśnienia do przestrzeni wału silnika (rys. 5). Przecieki te występują głównie w szczelinach między płytami bocznymi a satelitami i między płytami bocznymi a rotorem. Sumaryczny luz w wymienionych szczelinach badanych silników wynosił  $20\ \mu\text{m}$ .



Rys. 5. Mechanizm roboczy silnika satelitowego z zaznaczonymi kierunkami przepływu cieczy w szczelinach z komory wysokiego ciśnienia [9]

Dla przykładu na rys. 6 przedstawiono charakterystyki całkowitych strat objętościowych dla silnika HS1,5-500 zasilanego olejem i zasilanego emulsją.

Można zauważyć znaczną różnicę w przebiegu eksperymentalnych charakterystyk  $Q_{ov,E} = f(\Delta p)$  silników badanych zasilanych emulsją w porównaniu z wartościami oczekiwanymi  $Q'_{ov,E} = k_p \cdot Q_{ov,O}$ , gdzie  $k_p$  jest stosunkiem lepkości dynamicznej  $\mu_o$  oleju do  $\mu_E$  emulsji.



Rys. 6. Charakterystyki natężenia przepływu strat  $Q_{s,o} = f(\Delta p)_n$  i  $Q_{s,E} = f(\Delta p)_n$  w silniku HS1,5-500 zasilanym olejem i zasilanym emulsją w zależności od spadku ciśnienia  $\Delta p$ , wyznaczone przy stałej prędkości obrotowej  $n = \text{const}$  [9]

Dla scharakteryzowania i wyjaśnienia powyższej niezgodności wprowadzono zależność:

$$Q_{ov,E} = k_s \cdot Q_{ov,O} \quad (1)$$

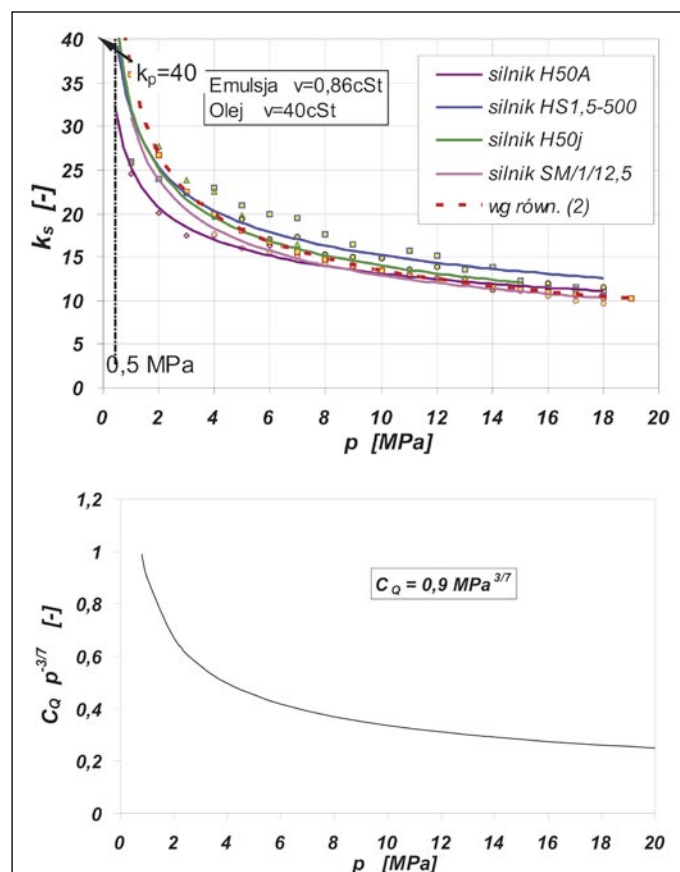
gdzie współczynnik  $k_s$  jest wsp. proporcjonalności wyznaczonym eksperymentalnie dla danego silnika zależnym od spadku ciśnienia  $\Delta p$  na silniku  $k_s = f(\Delta p)$ .

Wyznaczone eksperymentalnie wartości współczynnika  $k_s$  dla badanych silników satelitowych przedstawiono w postaci charakterystyk  $k_s = f(\Delta p)$  na rys. 7.

Najlepsze przybliżenie uzyskanych z eksperymentu charakterystyk  $k_s = f(\Delta p)$  badanych silników daje równanie

$$k_s = C_Q \cdot \frac{\mu_{o,o}}{\mu_{o,e}} \cdot \Delta p^{-3/7} \quad (2)$$

przy czym stała  $C_Q = 0,8-1,0$ . W ostateczności, do dalszych analiz przyjęto średnią wartość współczynnika  $C_Q = 0,9$ .



Rys. 7. Wyznaczone eksperymentalnie charakterystyki współczynników  $k_s = f(\Delta p)$  dla silników H50A, HS1,5-500, H50j i SM/1/12,5 w zależności od spadku ciśnienia w silniku  $\Delta p$  oraz charakterystyka zależności  $C_Q \cdot \Delta p^{-3/7} = f(\Delta p)$  zawartej w równaniu (2) [9]

Na rys. 7 przedstawiono charakterystykę członu  $C_Q \cdot \Delta p^{-3/7}$  występującego w równaniu (2) w zależności od  $\Delta p$  przy założeniu  $C_Q = 0,9 \text{ MPa}^{-3/7}$ .

Z badań eksperymentalnych silników zasilanych emulsją zauważono, że w zakresie spadku ciśnienia w silnikach  $\Delta p = (0-0,5)$  MPa, występuje przepływ laminarny  $Q_{ovl,E}$ . Wobec tego, w celu uściślenia opisu zjawisk zachodzących przy przepływie oleju i emulsji w szczelinach silników satelitowych, dla zakresu spadku ciśnienia  $\Delta p = (0-0,5)$  MPa, proponuje się przyjąć:

$$(k_s)_{\Delta p=(0+0,5)} = k_p = \frac{\mu_o}{\mu_e} \quad (3)$$

zaś dla  $\Delta p > 0,5$  MPa współczynnik  $k_s$  należy opisywać zależnością (2).

Charakterystykę  $k_s = f(\Delta p)$  wyznaczoną na podstawie równania (2) wykreślono na rys. 7 linią przerywaną.

Z badań wynika, że w przypadku zasilania silnika satelitowego emulsją w jego szczelinach występuje przepływ turbulentny, praktycznie w całym zakresie spadku ciśnienia  $\Delta p$  w silniku.

### Model matematyczny opisu strat objętościowych w silniku zasilanym emulsją

Proponując model do opisu strat objętościowych  $Q_{s,E}$  w silniku zasilanym emulsją, postanowiono wykorzystać model strat objętościowych  $Q_{s,O}$  dla silnika zasilanego olejem, który szczegółowo opisano w [1, 5, 6].

Dominującą składową strat objętościowych  $Q_{s,O}$  silników zasilanych olejem jest składowa  $Q_{ovl,O}$  przepływu w szczelinach o charakterze laminarnym. Natomiast badania eksperymentalne pokazują, że w przypadku zasilania silnika emulsją wraz ze wzrostem spadku ciśnienia  $\Delta p$  w silniku, udział składowej laminarnej  $Q_{ovl,E}$  w ogólnym bilansie strat objętościowych  $Q_{s,E}$  maleje. Czyli wraz ze wzrostem spadku ciśnienia  $\Delta p$  w silniku przepływ laminarny  $Q_{ovl,E}$  emulsji w szczelinach przechodzi w przepływ turbulentny  $Q_{ovl \rightarrow t,E}$ . Relację między natężeniami przepływu  $Q_{ov,O}$  a  $Q_{ov,E}$  w silniku przy  $n = 0$  obr./min ujmując współczynnik  $k_s$  opisany zależnością (2).

Ponadto z danych eksperymentalnych wynika silna zależność strat objętościowych  $Q_{s,E}$  od prędkości obrotowej  $n$  silnika, co wyjaśnia się wpływem strat ciśnienia  $\Delta p_{H,E}$  w kanałach wewnętrznych silnika i malejącą wartością wewnętrznej różnicy ciśnień  $\Delta p_w$  przy nieziennej wartości spadku ciśnienia  $\Delta p$  w silniku [9].

W związku z tym proponuje się przyjąć uproszczony model matematyczny strat objętościowych  $Q_{s,E}$  w silniku zasilanym emulsją, w odniesieniu do modelu matematycznego strat objętościowych w silniku zasilanym olejem, w postaci [9]:

$$Q_{s,E} = \underbrace{k_c \cdot \Delta Q_{s,O}}_{\Delta Q_{s,E}} + \underbrace{k_s \cdot (Q_{ovl,O} + Q_{ovt,O})}_{Q_{ov,E}} + Q_{oz,E} \quad (4)$$

gdzie poszczególne składowe opisane są następującymi zależnościami:

–  $\Delta Q_{s,E} = k_c \cdot C_{s,O} \cdot \frac{V_t}{2\pi} \cdot \Delta p_{w,E} \cdot \omega$  – składowa strat objętościowych w silniku zasilanym emulsją zależna od wewnętrznego spadku ciśnienia  $\Delta p_{w,E}$  i od prędkości kątowej  $\omega$  wału silnika. Wyrażając współczynnik  $K_c$  stosunkiem modułów ściśliwości oleju  $K_o$  i emulsji  $K_e$  otrzymuje się:

$$\Delta Q_{s,E} = \underbrace{\frac{K_o}{K_e} \cdot C_{s,O}}_{C_{s,E}} \cdot \frac{V_t}{2\pi} \cdot \Delta p_{w,E} \cdot \omega \quad (5)$$

–  $Q_{ovl,O} = \frac{C_{oi,O}}{\mu_{o,O}} \frac{V_t}{2\pi} \Delta p_{w,O}$  – składowa strat objętościowych o charakterze laminarnym w silniku zasilanym olejem;

–  $Q_{ovt,O} = C_{oi,O} \sqrt{\frac{2\Delta p_{w,O}}{\rho_o}} \sqrt{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2}$  – składowa strat objętościowych o charakterze turbulentnym w silniku zasilanym olejem; (6)

–  $Q_{oz,E} = \frac{C_{oz,E}}{\mu_{o,E}} \frac{V_t}{2\pi} p_{2,E}$  – składowa strat objętościowych na przecieki zewnętrzne; (7)

–  $\Delta p_{w,E} = \Delta p - \Delta p_{H,E}$  – wewnętrzna różnica ciśnień w silniku zasilanym emulsją. Jeśli odnieść  $\Delta p_{w,E}$  do zjawisk związanych z przepływem oleju w kanałach wewnętrznych silnika zasilanego olejem, to

$$\Delta p_{w,E} = \Delta p - \underbrace{k_H \cdot \Delta p_{H,O}}_{\Delta p_{H,E}} \quad (8)$$

gdzie współczynnik  $k_H$  jest wyrażony zależnością

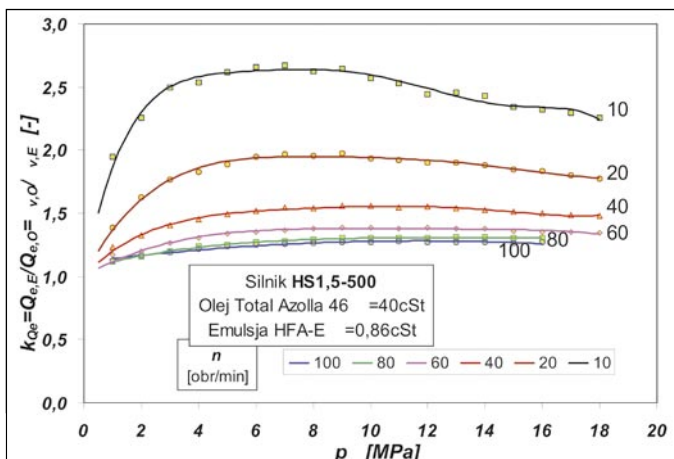
$$k_H = \frac{\Delta p_{H,E}}{\Delta p_{H,O}} = \frac{\rho_E}{\rho_O} \cdot \left( \frac{Q_{e,E}}{Q_{e,O}} \right)^2 = \frac{\rho_E}{\rho_O} \cdot k_{Qe}^2 \quad (9)$$

Wartości współczynnika  $k_{Qe}$  podano w postaci charakterystyk na rys. 8.

–  $\Delta p_{H,E} = k_H \cdot C_{H\rho,O} \cdot \rho_O \cdot \omega^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2}$  – spadek ciśnienia w kanałach dolotowych i wylotowych silnika zasilanego emulsją. Wyrażając współczynnik  $k_H$  zależnością (9) otrzymuje się

$$\Delta p_{H,E} = \underbrace{k_{Qe}^2 \cdot C_{H\rho,E}}_{C_{H\rho,E}} \cdot \rho_E \cdot \omega^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2} \quad (10)$$

- $\rho_E, \mu_{0,E}$  – gęstość i lepkość dynamiczna emulsji wyznaczona przy ciśnieniu atmosferycznym w temperaturze  $T_1$  na wejściu do silnika;
- $p_{2,E}$  – ciśnienie na wyjściu z silnika zasilanego emulsją;
- $k_s$  – współczynnik określony zależnością (2) dla turbulentnego przepływu emulsji lub stosunkiem lepkości dynamicznych oleju i emulsji dla przepływu laminarnego emulsji;
- $C_{s,O}, C_{s,E}, C_{oz,E}, C_{ol,O}, C_{ol,O}, C_{H\rho,O}, C_{H\rho,E}$  – współczynniki proporcjonalności modelu opisującego straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją.



Rys. 8. Charakterystyki współczynnika  $k_{Qe} = f(\Delta p)$  dla silnika HSI,5-500 w zależności od spadku ciśnienia  $\Delta p$  na silniku, wyznaczone przy stałej prędkości obrotowej  $n$  silnika [9]

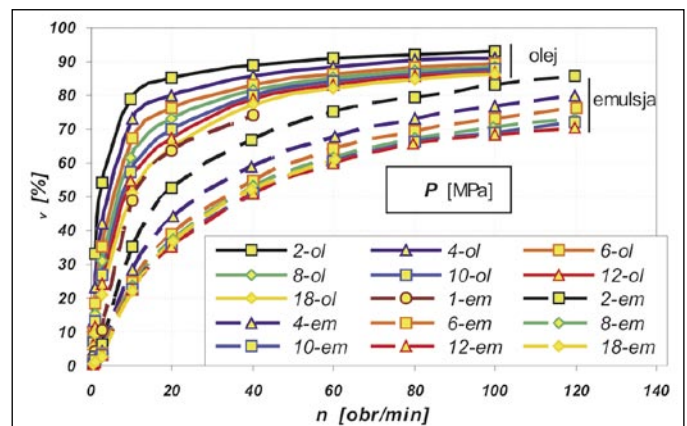
Praktycznie w całym zakresie spadku ciśnienia  $\Delta p_{w,E}$  w silniku zasilanym emulsją (dla  $\Delta p_{w,E} > 0,5$  MPa) występuje składowa przepływu turbulentnego w szczelinach mechanizmu roboczego. Wobec tego w równaniu (4) należy przyjąć współczynnik  $k_s$  opisany równaniem (2). Wówczas, po rozwinięciu,

otrzymuje się model matematyczny opisujący straty objętościowe  $Q_{s,E}$  w silniku zasilanym emulsją [9]:

$$Q_{s,E} = C_{s,E} \frac{V_t}{2\pi} \Delta p_{w,E} \cdot \omega + 0,9 \frac{C_{ol,O}}{\mu_{0,E}} \frac{V_t}{2\pi} \sqrt[3]{\Delta p_{w,E}^3} + 0,9 \cdot C_{ol,O} \frac{\mu_{o,O}}{\mu_{o,E}} \sqrt{\frac{2}{\rho_O}} \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2} \frac{\Delta p_{w,E}}{\sqrt[14]{\Delta p_{w,O}^{13}}} + \frac{C_{oz,E}}{\mu_{0,E}} \frac{V_t}{2\pi} p_{2,E} \quad (11)$$

W trakcie badań laboratoryjnych nie zaobserwowano występowania przecieków zewnętrznych w silnikach zarówno zasilanych olejem, jak i zasilanych emulsją. Wobec tego w powyższej zależności składową strat objętościowych  $Q_{oz,E}$  można pominąć.

Na rys. 9 przedstawiono wyznaczone eksperymentalnie charakterystyki sprawności objętościowej  $\eta_v = f(\Delta p)$  jednego z badanych silników satelitowych, tj. silnika HS1,5-500.



Rys. 9. Wyznaczone eksperymentalnie charakterystyki sprawności objętościowej  $\eta_v = f(n)$  silnika HS1,5-500 w zależności od prędkości obrotowej  $n$  dla danych stałych wartości spadku ciśnienia  $\Delta p$  w silniku [9]

Model sprawności objętościowej silnika zasilanego emulsją dla  $\Delta p > 0,5$  MPa opisuje poniższe równanie [9]:

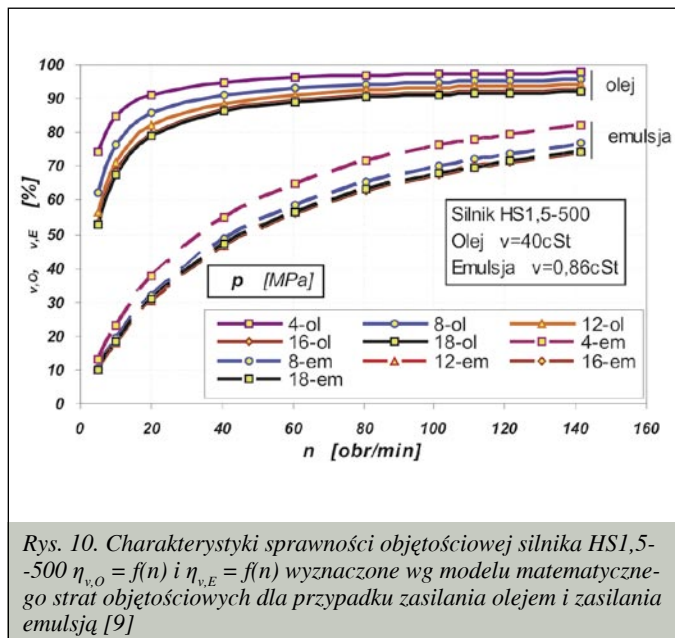
$$\eta_{v,E} = \frac{1}{1 + C_{s,E} \cdot \Delta p_{w,E} + \frac{0,9 C_{ol,O}}{\omega \mu_{0,E}} \frac{\Delta p_{w,E}}{\sqrt[3]{\Delta p_{w,O}^3}} + 0,9 \frac{C_{ol,O}}{\omega} \frac{\mu_{o,O}}{\mu_{o,E}} \sqrt{\frac{2}{\rho_O}} \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2\pi}\right)^2} \frac{\Delta p_{w,E}}{\sqrt[14]{\Delta p_{w,O}^{13}}} + \frac{C_{oz,E}}{\mu_{0,E}} \frac{1}{\omega} p_{2,E}} \quad (12)$$

Tabela 1. Wsp. modelu matematycznego strat objętościowych silnika HS1,5-500 [9]

Lp.	Wielkość	Jednostka	Rodzaj cieczy roboczej	
			OLEJ	EMULSJA
1	$V_t$	dm <sup>3</sup> /obr.	0,494	0,494
2	$C_{Hr}$	–	480	480 × (k <sub>Qe</sub> ) <sup>2(*)</sup>
3	$C_s \cdot 10^{-3}$	1/MPa	3	1,95
4	$C_s \cdot 10^{-10}$	–	17,7	17,7 × k <sub>s</sub> <sup>(**)</sup>
5	$A_{ovl}$	dm <sup>3</sup> /(min × MPa)	0,25	0,25 × k <sub>s</sub> <sup>(**)</sup>
6	$B_h$	1/MPa	–0,012	–0,012

(\*) – współczynnik  $k_{Qe}$  wyznaczone eksperymentalnie  
 (\*\*) – współczynnik  $k_s$  określony jest równaniem (2)

Dysponując danymi zestawionymi w tabeli 1, można zilustrować graficznie straty objętościowe  $Q_v$  oraz współczynniki sprawności  $\eta_v$ , w zależności od prędkości obrotowej i ciśnienia  $p$ , dla określonej lepkości  $\nu$  oleju i emulsji. Na rys. 9 przedstawiono przykładowe charakterystyki  $\eta_{v,o} = f(n)$  dla silnika HS1,5-500 zasilanego olejem o lepkości  $\nu = 40\text{cSt}$  i zasilanego emulsją o lepkości  $\nu = 0,86\text{cSt}$ .



Rys. 10. Charakterystyki sprawności objętościowej silnika HS1,5-500  $\eta_{v,o} = f(n)$  i  $\eta_{v,E} = f(n)$  wyznaczone wg modelu matematycznego strat objętościowych dla przypadku zasilania olejem i zasilania emulsją [9]

## Podsumowanie

Badania wpływu emulsji i oleju na charakterystyki strat objętościowych pokazały, że [9]:

- dla tych samych zewnętrznych spadków ciśnień  $\Delta p$  i dla tych samych prędkości obrotowych  $n$  chłonność efektywna  $Q_{e,E}$  silników zasilanych emulsją jest nawet kilkukrotnie większa od chłonności efektywnej  $Q_{e,o}$  tych silników zasilanych olejem. Stosunek tych chłonności (wyrażony współczynnikiem  $k_{Q_e}$ ) rośnie przy malejącej prędkości obrotowej silników oraz wraz ze wzrostem spadku ciśnienia w silnikach;
- dla danej prędkości obrotowej i dla danego spadku ciśnienia straty objętościowe w silniku zasilanym emulsją są kilkakrotnie większe od strat objętościowych w tym silniku zasilanym olejem;
- w przypadku zasilania silnika satelitowego olejem w całym zakresie wewnętrznych spadków ciśnienia w silniku dominującym przepływem w szczelinach tego silnika jest przepływ laminarny, natomiast w przypadku zasilania silnika emulsją w jego szczelinach występuje przepływ turbulentny w zakresie wewnętrznych spadków ciśnienia w silniku  $\Delta p_w > 0,5$  MPa. Czyli dla  $\Delta p_w > 0,5$  MPa stosunek tych strat jest mniejszy od stosunku lepkości dynamicznych tych cieczy. Stosunek wartości natężeń przepływu emulsji i oleju został zdefiniowany współczynnikiem  $K_s$  (równanie 2);
- dla danej zewnętrznej różnicy ciśnień  $\Delta p$  w silniku opory przepływu emulsji w kanałach wewnętrznych silnika są większe od oporów przepływu oleju w tych kanałach tego silnika. Spowodowana tymi oporami mniejsza różnica ciśnień w komorach roboczych silnika wymusza mniejszy przepływ w szczelinach mechanizmu roboczego;

- dla danej prędkości obrotowej i dla danego spadku ciśnienia w silniku wartość składowej strat objętościowych wynikająca ze ściśliwości emulsji jest mniejsza od wartości składowej strat objętościowych wynikającej ze ściśliwości oleju.

## Literatura

- BALAWENDER A.: *Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Mechanika nr 54, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1988.
- STRYCZEK S.: *Napęd Hydrostatyczny*, Tom I. Wydawnictwo PWN, Warszawa 1990.
- ŚLIWIŃSKI P.: *Stanowisko do badań silników hydraulicznych zasilanych emulsją wodno-olejową lub wodą*. V Seminarium Naukowe Środowiskowego Studium Doktoranckiego „Współczesne technologie i konwersja energii”. Gdańsk, wrzesień 2002.
- BALAWENDER A., ŚLIWIŃSKI P. (współrealizator projektu): *Badania nad rozwojem silników hydraulicznych satelitowych III generacji*. Sprawozdanie z prac projektu badawczego KBN nr 8 T07C 047 20. Politechnika Gdańska, luty 2004.
- ŚLIWIŃSKI P., BALAWENDER A.: *Stanowisko, metodyka i badania silników hydraulicznych zasilanych emulsją wodno-olejową*. Konferencja CYLINDER 2004 „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych”, Ustroń, 20–23 września 2004, Gliwice: KOMAG 2004.
- BALAWENDER A.: *Physical and mathematical model of losses in hydraulic motors*. Developments in mechanical engineering, Gdańsk University of Technology Publishers, Gdańsk 2005.
- BOCK W.: *Hydraulic-Fluide – ein Konstruktions element*, Teil VI. O+P 3/2005.
- BOCK W.: *Hydraulic-Fluide – ein Konstruktions element*, Teil XI. O+P 8/2005.
- ŚLIWIŃSKI P.: *Porównanie zjawisk w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją wodno-olejową lub olejem (praca doktorska)*, Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej. Promotor: Balawender A. Gdańsk, 2006.
- Patent Polska, nr 185724. *Maszyna wyporowa typu obiegowo-krzywkowego z kompensacją luzów, zwłaszcza jako silnik hydrauliczny o dużej chłonności*, (Gdańsk PL). Twórca wynalazku: Sieniawski B. Zgłoszony nr P.321438 z 31.07.1997, opubl. 02.12.2003.
- Patent Polska, PL 171305 B1 *Maszyna wyporowa typu obiegowo-krzywkowego, zwłaszcza przystosowana do pracy na ciecz roboczą o niskiej lepkości* (Gdańsk PL). Twórca wynalazku: Sieniawski B. z dn. 20.03.1993.

Prof. dr hab. Andrzej Balawender,  
dr inż. Paweł Śliwiński – Katedra Hydrauliki  
i Pneumatyki, Wydział Mechaniczny Politechniki  
Gdańskiej  
e-mail: psliw@wp.pl  
email: khip@mech.pg.gda.pl