

Metodyka badań i model matematyczny strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym obrotowym

Agnieszka Maczyszyn

1. Wprowadzenie

Układy hydrostatyczne są układami składającymi się z układu: napędowego i sterowania. Układy napędowe składają się z zespołów pompowych jako przemienników energii mechanicznej w energię strumienia cieczy, zespołów silników hydraulicznych jako odbiorników energii strumienia cieczy i jednocześnie zamieniają tę energię na energię mechaniczną, oraz z zespołów sterowania, np. regulujących prędkość lub kierunek ruchu.

Silniki hydrauliczne obrotowe są elementami wykorzystywanymi w napędach hydrostatycznych, które w przypadku zastosowań okrętowych mogą przekazywać duże moce, a jednocześnie mogą posiadać zwartą konstrukcję, dzięki czemu zajmują mało miejsca na pokładzie statku. Jest to tylko jedna z wielu zalet napędu hydrostatycznego.

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego mają wpływ na sprawność całkowitą maszyny wyporowej, co z kolei wpływa na parametry pracy układu hydrostatycznego.

Straty ciśnieniowe są to opory przepływu czynnika roboczego przez kanały wewnętrzne i w rozdzielaczu maszyny wyporowej, a w tym przypadku silnika hydraulicznego. Geometria tych kanałów jest charakterystyczna dla danego rozwiązania konstrukcyjnego. Straty Δp_{Mp} w silniku w dużym stopniu są efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia. Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} zależą głównie od natężenia Q_M przepływającego strumienia oleju oraz od lepkości ν oleju [7].

Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} można określić następującym wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2} = f(Q_M, \nu) \quad (1)$$

gdzie:


Δp_{Mp1} – to straty ciśnieniowe w kanale dopływowym (między punktem dopływu cieczy do silnika hydraulicznego a komorami roboczymi);

Δp_{Mp2} – to straty ciśnieniowe w kanale odpływowym (między komorami roboczymi a punktem odpływu cieczy z silnika hydraulicznego).

W ogólnym przypadku moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych jest iloczynem:

Streszczenie: W artykule przedstawiono sposób określania współczynnika k_g strat ciśnieniowych Δp_{Mp} (oporów przepływu) w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego SWSB-63, współczynnika wyznaczonego przy natężeniu przepływu równym teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy zasilającej silnik, strat odniesionych do ciśnienia nominalnego p_n układu hydraulicznego. Nawiązano do modelu zachowania energetycznego silnika hydraulicznego obrotowego zaproponowanego przez Z. Paszotę.

Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, moce strat energetycznych, silnik hydrauliczny obrotowy, straty ciśnieniowe, sprawność ciśnieniowa

 **Abstract:** The article presents the method of determining the coefficient k_g of pressure losses Δp_{Mp} (flow resistance) in the hydraulic motor channels type SWSB-63. The coefficient determined at the working liquid intensity in the channels is equal to the pump theoretical capacity Q_{Pt} and losses related to the nominal pressure p_n of the hydraulic system. It was related to the energy conservation model of rotary hydraulic engine proposed by Z. Paszota.

Keywords: hydrostatic drive, power losses, rotary hydraulic motor, pressure losses, pressure efficiency

- straty Δp_{Mp} ciśnieniowej;
- natężenia Q_M strumienia cieczy:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M \quad (2)$$

Moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym jest sumą mocy ΔP_{Mp1} strat ciśnieniowych w kanale dopływowym i mocy ΔP_{Mp2} strat ciśnieniowych w kanale odpływowym silnika:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} \quad (3)$$

W efekcie wzór opisujący moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} = \Delta p_{Mp1} Q_{M1} + \Delta p_{Mp2} Q_{M2} \quad (4)$$

W silniku obrotowym, w których natężenie Q_{M2} strumienia cieczy w kanale odpływowym jest praktycznie równe natężeniu Q_{M1} strumienia cieczy w kanale dopływowym (czyli chłonności Q_M silnika) $Q_{M2} = Q_{M1} = Q_M$, moc ΔP_{Mp} strat ciśnieniowych w silniku przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = (\Delta p_{Mp1} + \Delta p_{Mp2}) Q_M = \Delta p_{Mp} Q_M \quad (5)$$

2. Znane metody opisu strat ciśnienia

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w kanałach przedstawione na rysunku 5 pozwalają określić dla chłonności Q_{Mt} silnika wartość wykładnika a_p równą $\sim 0,25$. Wartość ta pozwala nam stwierdzić, że mamy do czynienia z przepływem turbulentnym nie w pełni rozwiniętym. Zgodnie ze wzorem Darcy'ego-Weisbacha, dla przepływu laminarnego wzór na straty ciśnieniowe ma postać:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (6)$$

gdzie:

- λ – współczynnik oporów liniowych, zmieniający się w zależności od liczby Reynoldsa Re ;
- l – długość rury [m];
- d – średnica rury [m];
- ρ – gęstość płynu [kgm^{-3}];
- v – prędkość liniowa płynu [ms^{-1}].

Przekształcając zależność (6) w funkcję zależną od natężenia Q przepływu, otrzymamy wzór:

$$\Delta p = \lambda \frac{8}{\pi^2} \rho \frac{1}{d^5} Q^2 \quad (7)$$

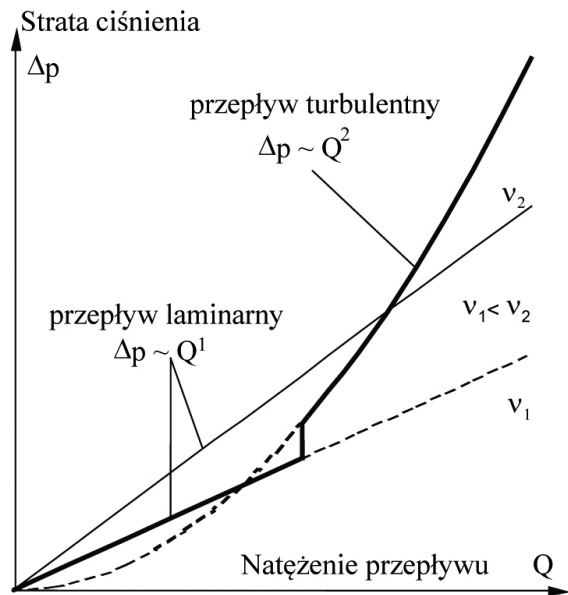
Zależność współczynnika oporów liniowych λ od liczby Reynoldsa Re przedstawiana w literaturze [9] wyodrębnia cztery strefy. W strefie pierwszej, dla $Re < Re_{kr}$, występuje przepływ laminarny (w strefie tej współczynnik λ oporów liniowych

opisany jest zależnościami: $\lambda = \frac{64}{Re}$ lub $\lambda = \frac{75}{Re}$). W strefie

drugiej, przejściowej, przepływ cieczy jest niestabilny, może występować zarówno przepływ laminarny, jak i turbulentny. Strefę trzecią charakteryzuje przepływ turbulentny nie w pełni rozwinięty. W strefie tej współczynnik strat liniowych λ , dla przewodu hydraulicznie gładkiego, został przez Blasiusa opisany zależnością empiryczną:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (8)$$

Podstawiając zależność (8) do wzoru Darcy'ego-Weisbacha (6) i przekształcając nowo otrzymaną zależność w funkcję natężenia przepływu, otrzymamy:



Rys. 1. Zależność straty ciśnienia Δp od natężenia przepływu Q [3]

$$\Delta p = 0,2414 \frac{l\rho}{d^{4,75}} v^{0,25} Q^{1,75} \quad (9)$$

Zgodnie z zależnością (9), straty ciśnieniowe przy przepływie burzliwym nie w pełni rozwiniętym zależą, między innymi, od lepkości v i od natężenia przepływu cieczy Q . Występujące w tym wzorze wykładniki potęgowe dla różnych warunków przepływu (np. chropowatości przewodu) przyjmują inne wartości niż podane we wzorze [9].

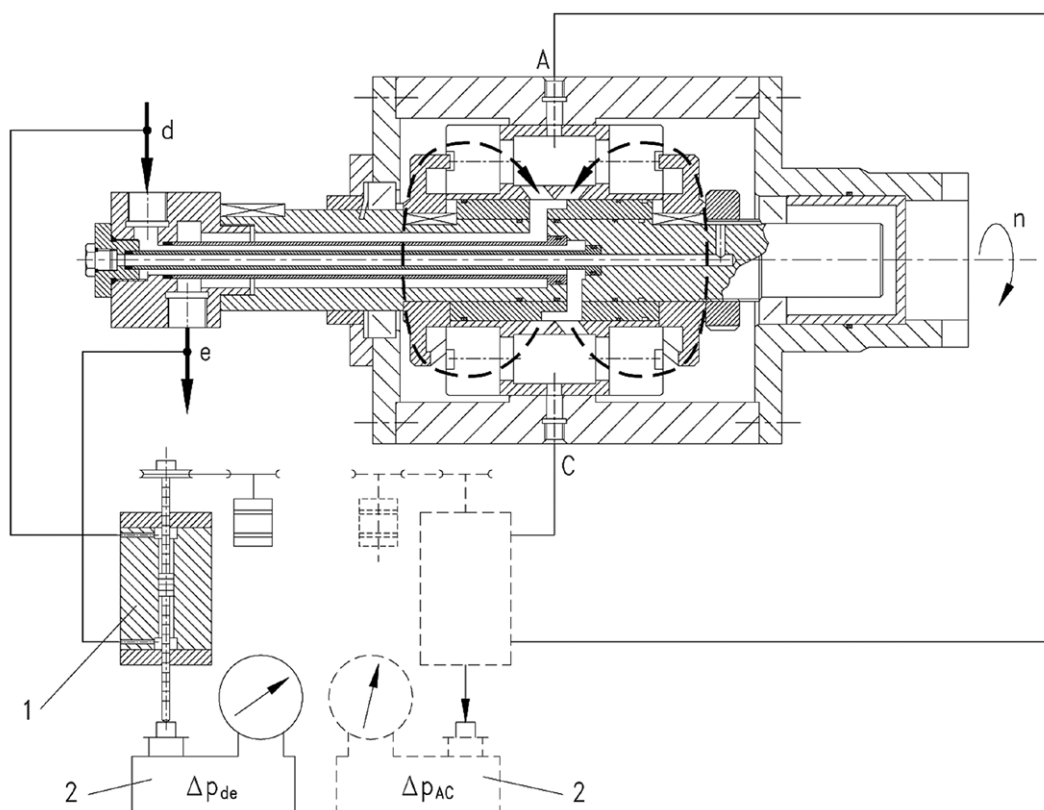
Strefę czwartą charakteryzuje przepływ burzliwy w pełni rozwinięty. W strefie tej współczynnik strat liniowych λ zależy tylko od chropowatości względnej, definiowanej stosunkiem chropowatości bezwzględnej ϵ do średnicy wewnętrznej przewodu d : ϵ/d . W napędach hydrostatycznych przepływy o tak dużych wartościach liczb Reynoldsa raczej nie występują. Przy przepływie turbulentnym w pełni rozwiniętym λ jest wartością stałą niezależną od liczby Reynoldsa.

Powyższe zależności opisujące straty ciśnieniowe jako funkcję natężenia przepływu można przedstawić na rysunku 1, dla przepływu laminarnego funkcją liniową zależną również od lepkości oleju, a dla przepływu turbulentnego w pełni rozwiniętego funkcją kwadratową.

W literaturze [10–14] spotkać można następujący sposób określenia strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych maszyny wporowej, wyrażony wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = C_t \cdot \rho \cdot Q^2 + C_1 \cdot v \cdot \rho \cdot Q \quad (10)$$

Powyższy wzór umożliwia określenie strat Δp_{Mp} ciśnieniowych, gdy znane są parametry cieczy roboczej, tj. gęstość ρ i lepkość v cieczy oraz natężenie przepływu cieczy Q . Wartości stałych C_t i C_1 można uzyskać z równania linii trendu charakterystyki $\Delta p_{Mp} = f(Q)$ przedstawiającej straty Δp_{Mp} ciśnieniowe



Rys. 2. Silnik SWSB przystosowany do pomiarów strat ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych [6]:

1 - manometr tłokowy służący do pomiaru różnicy ciśnień; 2 - waga uchylna

w kanałach wewnętrznych maszyny wyporowej w funkcji jej chłonności Q .

Straty Δp_{Mp} ciśnieniowe w silniku hydraulicznym w literaturze [13, 14] opisywane są następująco:

$$\Delta p_{Mp} = C_{ich} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{2 \cdot \pi}\right)^2} \quad (11)$$

gdzie:

C_{ich} – współczynnik proporcjonalności;

ω – prędkość kątowna wału maszyny wyporowej;

V_t – teoretyczna objętość robocza.

W celu podwyższenia precyzji opisu zależności sprawności energetycznej silnika hydraulicznego od jego chłonności Q_M oraz w szerokim zakresie zmiany lepkości ν oleju hydraulicznego proponuje się przyjąć opisy symulacyjne zależności strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika zaproponowane przez Z. Paszotę w [7]. W przypadku badań silnika SWSB-63 okazało się, iż w jego kanałach występuje przepływ burzliwy nie w pełni rozwinięty.

Proponowany przez Z. Paszotę w [7] model strat ciśnieniowych Δp_{Mp} przedstawia się następująco:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}}\right)^{a_{Qp}} \left(\frac{\nu}{\nu_n}\right)^{a_{vp}} \quad (12)$$

ze współczynnikami:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{Pt}, \nu_n}}{p_n} \quad (13)$$

określającym straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu silnika hydraulicznego, które wystąpiłyby przy chłonności Q_M silnika równej teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy zasilającej silnik, odniesione do ciśnienia nominalnego p_n układu, w którym silnik hydrauliczny jest zastosowany.

Zastosowanie w modelu matematycznym (12) bezwymiarowych stosunków Q_M/Q_{Pt} oraz ν/ν_n daje możliwość określania wykładnika a_{Qp} wpływu natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} oraz wykładnika a_{vp} wpływu lepkości ν cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} , a więc umożliwia dokładny opis zależności Δp_{Mp} od Q_M i od ν .

Równanie definicyjne (13) opisujące współczynnik k_8 oraz model matematyczny (12) wiążą opis strat ciśnieniowych Δp_{Mp}

Tabela 1. Zestawienie podstawowych parametrów silnika SWSB-63

	Q_{Mt} [m ³]	n_{Mn} [s ⁻¹]	v_n [mm ² s ⁻¹]	p_n [MPa]	M_{Mt} [Nm]	P_{Mc} [kW]
SWSB 63	$639 \cdot 10^{-6}$	2,67	26	6,2	617,8	10,6

w kanałach silnika z wielkością wydajności teoretycznej Q_{Pt} pompy i z ciśnieniem nominalnym p_n układu hydrostatycznego [11].

3. Sposób pomiaru strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w silniku SWSB-63

Na rysunku 2 przedstawiony został sposób pomiaru strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w kanałach silnika wielotłoczkowego osiowego z wirującym korpusem typu SWSB-63, którego parametry pracy zamieszczono w tabeli 1. Z silnika wymontowano elementy robocze celem uzyskania swobodnego przepływu czynnika. Uzyskano w ten sposób warunki przepływu zbliżone do rzeczywistych, czyli przy obracających się elementach rozdzielacza, z prędkością odpowiadającą chłonności Q_M silnika. Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika SWSB-63 obliczono jako różnicę:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{de} - \Delta p_{AC} \quad (14)$$

gdzie:

Δp_{AC} – strata ciśnieniowa mierzona na odcinku A – C przepływu cieczy w przestrzeni ograniczonej bębnum, która była pomijalnie mała;

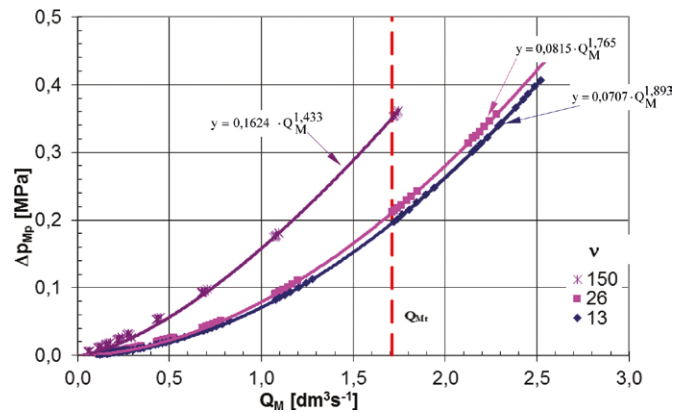
Δp_{de} – strata ciśnieniowa mierzona na dopływie i odpływie z silnika (punkty d i e zgodnie z rysunkiem 2) [6].

4. Straty ciśnieniowe w silniku hydraulicznym SWSB-63

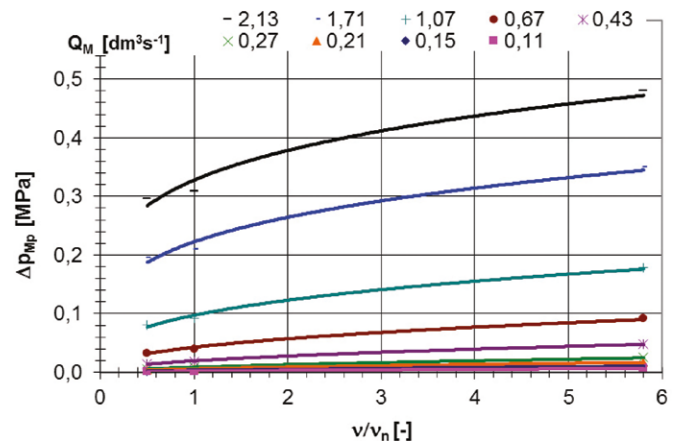
W celu wyznaczenia charakterystyk umożliwiających określenie strat ciśnieniowych występujących w badanym silniku konieczne było określenie parametrów nominalnej pracy. Opierając się na badaniach silnika SWSB-63 zawartych w [1] przyjęto chłonność Q_{Mt} teoretyczną silnika równą wydajności Q_{Pt} teoretycznej pompy ($Q_{Mt} = Q_{Pt} = 1,71[\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$). Silnik SWSB-63 badany był w zakresie zmieniającej się lepkości kinematycznej ν oleju (od $13 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ do $150 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$), dlatego też lepkość ν_n odniesienia przyjęto równą $26 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Pozostałe parametry pracy zamieszczono w tabeli 1.

Charakterystyki przedstawiające straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika SWSB-63 jako funkcję chłonności Q_M silnika ($\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$), przy wybranych ustalonych wartościach lepkości ν kinematycznej oleju hydraulicznego, przedstawiono na rysunku 3.

Charakterystykę przedstawiającą straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika jako funkcję współczynnika ν/ν_n lepkości oleju ($\Delta p_{Mp} = f(\nu/\nu_n)$), przy ustalonych wartościach chłonności Q_M silnika, przedstawiono na rysunku 4. Krzywe otrzymano na podstawie charakterystyk (rysunek 3) przedstawiających straty ciśnieniowe Δp_{Mp} jako funkcję chłonności Q_M silnika ($\Delta p_{Mp} = f(Q_M)$).



Rys. 3. Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach jako funkcje chłonności Q_M silnika SWSB-63 – przy wybranych ustalonych lepkościach ν oleju hydraulicznego [4, 5]

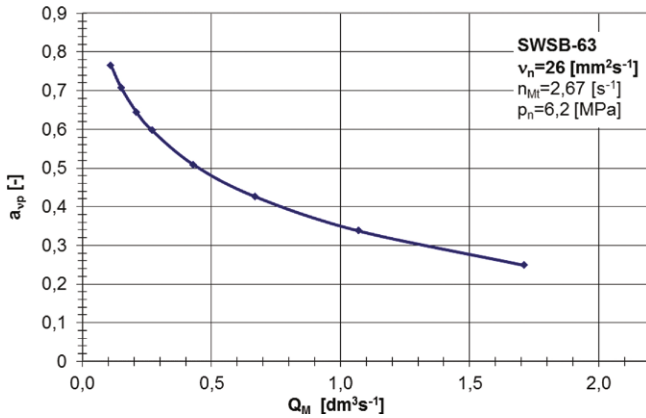


Rys. 4. Straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach jako funkcja współczynnika ν/ν_n lepkości oleju – przy wybranych chłonnościach Q_M silnika [4]

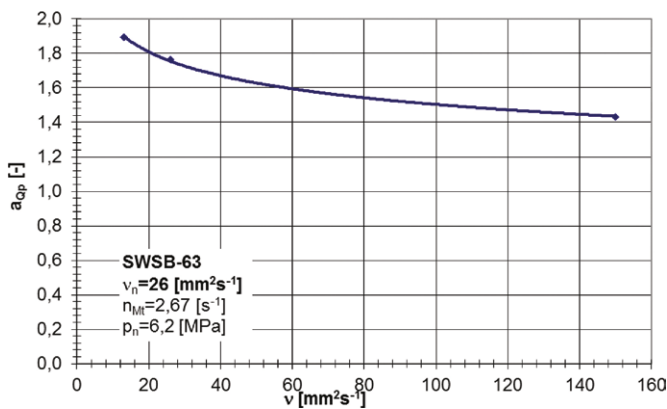
5. Określenie współczynnika k_8 strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w silniku SWSB-63 oraz wykładników a_{QP} i $a_{\nu P}$

Proponowany w pracy [7] przez prof. Z. Paszotę model strat ciśnieniowych Δp_{Mp} w silniku hydraulicznym uwzględnia: możliwość zastosowania go w modelu sprawności całkowitej η_M silnika oraz w modelu sprawności η napędu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany, jak również możliwość modyfikacji modelu, po przeprowadzeniu badań laboratoryjnych strat ciśnieniowych w kanałach maszyny wporowej (pompy, silnika hydraulicznego), w celu podwyższenia dokładności opisu strat w silniku o danej konstrukcji oraz w zakresie zmiany lepkości oleju występującej w trakcie eksploatacji układu napędowego.

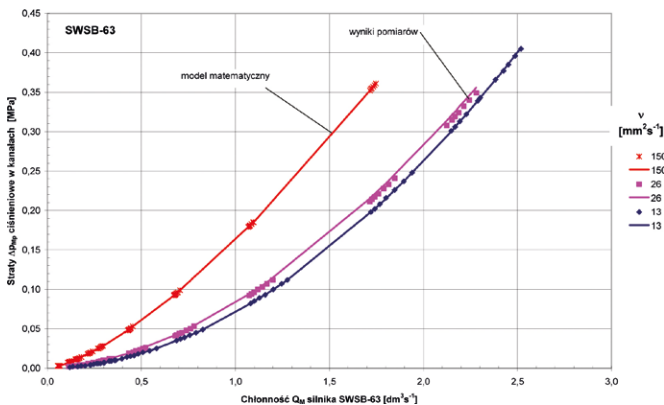
Na podstawie wykreślonych charakterystyk (rysunki 3–6) został określony współczynnik k_8 strat ciśnieniowych (zgodnie ze wzorem (13)) oraz wielkości wykładników potęgowych: a_{QP} – określającego wpływ natężenia Q_M cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w silniku hydraulicznym i $a_{\nu P}$ – określającego



Rys. 5. Wykładnik a_{vp} (w funkcji potęgowej) $\Delta p_{Mp} = k_8 p_n (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$ opisującej zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcja chłonności Q_M silnika [4]



Rys. 6. Wykładnik a_{Qp} (w funkcji potęgowej) $\Delta p_{Mp} = k_8 p_n (Q_M/Q_{Pt})^{a_{Qp}} (v/v_n)^{a_{vp}}$ opisującej zależność strat Δp_{Mp} ciśnieniowych w kanałach silnika od stosunku Q_M do teoretycznej wydajności Q_{Pt} pompy) jako funkcja lepkości v cieczy roboczej [4]



Rys. 7. Porównanie strat ciśnieniowych Δp_{Mp} cieczy roboczej w kanałach silnika SWSB-63 opisanych modelem matematycznym (16) (linia ciągła) z wynikami badań (punkty na wykresie) [1]

wpływ lepkości v cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w silniku hydraulicznym.

Na podstawie rysunku 4, który wykreślony został dla nominalnych parametrów pracy silnika zawartych w tabeli 1, została odczytana wartość straty ciśnieniowej Δp_{Mp} wynosząca 0,21 [MPa]. Odnosząc otrzymaną wartość do ciśnienia nominalnego p_n zgodnie z zależnością (13), otrzymano wartość współczynnika k_8 strat ciśnieniowych:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{Pt}, v_n}}{p_n} = \frac{0,21}{6,2} = 0,034 \quad (15)$$

W efekcie wzór symulacyjny określający straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach silnika SWSB-63 przy zmieniającej się lepkości v przyjmie postać:

$$\Delta p_{Mp} = 0,034 p_n \left(\frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{1,77} \left(\frac{v}{v_n} \right)^{0,25} \quad (16)$$

Na rysunku 7 przedstawiono rezultaty obliczeń symulacyjnych strat ciśnieniowych przeprowadzonych w oparciu o zależność (16).

Porównując otrzymane eksperymentalnie charakterystyki spadków ciśnienia w silniku z obliczeniami symulacyjnymi, można zauważyć, że różnice w wartościach spadków ciśnienia wynoszą przeciętnie 1%.

6. Wnioski

Badania strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym SWSB-63, przeprowadzone w ramach pracy [1], wykazały występowanie straty w silniku wg zależności: $\Delta p_{Mp} \sim Q^{1,77}$. Wyniki te potwierdziły występowanie w kanałach badanej maszyny przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego. Podobne potwierdzenie znaleźć można w przeprowadzonych przez M. Czyńskiego, w ramach pracy [2], badaniach strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym PTO2-16 tłokowym osiowym o stałej chłonności na obrót, wykonane przy zalecanej lepkości $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ oleju hydraulicznego L-HL46 (ϑ około 46°C), które wykazały straty w silniku – wg zależności: $\Delta p_{Mp} \sim Q^{1,87}$.


Z charakterystyki (rysunek 3) przedstawiającej straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach jako funkcje chłonności Q_M silnika SWSB-63 widzimy, iż ze wzrostem lepkości spada wartość wykładnika a_{Qp} . Stanowi to potwierdzenie wzorów (7) i (9) zinterpretowanych na rysunku 1, iż dla zależności $\Delta p_{Mp} \sim Q^1$ mamy do czynienia z przepływem laminarnym, a dla $\Delta p_{Mp} \sim Q^2$ z przepływem turbulentnym w pełni rozwiniętym.

Wpływ lepkości v cieczy roboczej na straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach wewnętrznych (rysunek 4), przy $v_n = 26 \text{ [mm}^2 \text{ s}^{-1}]$ i teoretycznej chłonności silnika $Q_{Mt} = 1,71 \text{ [dm}^3 \text{ s}^{-1}]$, jest określony wielkością wykładnika potęgowego a_{vp} w zależności $\Delta p_{Mp} \sim \left(\frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$, gdzie $a_{vp} \approx 0,249$. Natomiast przy

malejącej chłonności wartość wykładnika wzrasta i przy $Q_M = 0,11$ [dm^3s^{-1}], wynosi $a_{vp} \approx 0,764$. Wartości wykładnika a_{vp} pozwalają wnioskować, że straty ciśnieniowe Δp_{Mp} w kanałach wewnętrznych mają charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego z malejącym stopniem zaburzenia towarzyszącego spadkowi chłonności.

Literatura

- [1] BALAWENDER A., OSIECKI A., PASZOTA Z., KLIMKIEWICZ W., CIEPIEŁOWSKI J.: *Badania silnika hydraulicznego wysokomomentowego średnicciśnieniowego SWSB-63*. Praca naukowo-badawcza, Gdańsk 1972.
- [2] CZYŃSKI M.: *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej*. Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej, Szczecin 2005.
- [3] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości na straty energetyczne w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Raport merytoryczny promotorskiego projektu badawczego Nr rej. N N504 4684 33, nr umowy 4684/TO2/2007/33.
- [4] MACZYSZYN A.: *Analiza energetyczna konstrukcji wporowych maszyn obrotowych stosowanych w przekładniach hydrostatycznych*. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2014.
- [5] MACZYSZYN A.: *Evaluation of losses in a hydraulic motor based on the SWSB – 63 motor tests*. Polish Maritime Research. – Vol. 17, No 4, 2010, s. 46–53, 9 wykresów, bibliograf. 19 poz.
- [6] PASZOTA Z.: *Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques*. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002.
- [7] PASZOTA Z.: *Energy losses in hydrostatic drive. Drive investigation method compatible with diagram of power increase opposite to the direction of power flow*. Lambert Academic Publishing Saarbrücken 2016.
- [8] SKOREK G.: *Badania laboratoryjne strat ciśnieniowych w pompie wporowej*. „Hydraulika i Pneumatyka” 2/2005.
- [9] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny. Tom II. Układy*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.
- [10] SŁIWINSKI P.: *New satellite pumps*. Key Engineering Materials, No 490/2012.
- [11] SŁIWINSKI P.: *The basics of design and experimental tests of the commutation unit of a hydraulic satellite motor*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, No 16/2016, DOI:1016/j.acme.2016.04.003.
- [12] SŁIWINSKI P.: *The flow of liquid in flat gaps of satellite motors working mechanism*. Polish Maritime Research 2/2014.
- [13] SŁIWINSKI P.: *The influence of water and mineral oil on volumetric losses in a hydraulic motor*. Polish Maritime Research, special issue S1 (93) 2017, vol. 24. DOI: 10.1515/pomr-2017-0041.
- [14] SŁIWINSKI P.: *The influence of water and mineral oil on mechanical losses in hydraulic motor*. Chinese Journal of Mechanical Engineering. Article in print.

 dr inż. Agnieszka Maczyszyn – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, e-mail: agnieszka.maczyszyn@pg.edu.pl

artykuł recenzowany

reklama

reklama

reklama

reklama