

# Metoda sumy mocy strat jako sposób określania współczynników $k_i$ strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym

Agnieszka Maczyszyn

## 1. Wprowadzenie

Od niedawna w literaturze dostępny jest wykres przedstawiający wzrost mocy w silniku hydraulicznym przeciwny do kierunku przepływu mocy w silniku autorstwa prof. Zygmunta Paszoty [7]. Wykres ten klarownie opisuje zależności poszczególnych mocy strat występujących w silniku hydraulicznym i relacje między nimi.

Zgodnie z rysunkiem 1, o mocach strat i o sprawności energetycznej decydują parametry wyjściowe silnika czyli prędkość kątowna  $\omega_M$  i moment  $M_M$  silnika. Są to wielkości niezależne od silnika i od układu w zakresie pola pracy silnika  $0 \leq \omega_M < \omega_{Mmax}$ ,  $0 \leq M_M < M_{Mmax}$  [3, 4]. Natomiast parametry wejściowe silnika, czyli natężenie  $Q_M$  strumienia zasilającego silnik (chłonność silnika) i spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku – są wielkościami zależnymi [7]. Spojrzenie Z. Paszoty umożliwia przedstawienie sprawności  $\eta_M$  całkowitej silnika hydraulicznego, czyli stosunku mocy użytecznej  $P_{Mu}$  na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę, do mocy  $P_{Mc}$  konsumowanej przez silnik jako funkcji momentu  $M_M$  na wale silnika, prędkości  $n_M$  obrotowej wału i lepkości  $\nu$  cieczy roboczej:

$$\eta_M = \frac{P_{Mu}}{P_{Mc}} = f(M_M, n_M, \nu)$$

W pracy [2], w której rozpoczęto opracowywanie biblioteki współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w różnych typach pomp i silników hydraulicznych, konieczne było zastosowanie metody sumy mocy umożliwiającej, w oparciu o znajomość poszczególnych mocy strat występujących w badanej maszynie, określenie współczynników  $k_i$ .

Aby opracować bilans energetyczny silnika hydraulicznego stosowanego w hydrostatycznym układzie napędowym należy (zgodnie z rysunkiem 1) moce strat energetycznych dodawać do mocy wyjściowej silnika, ponieważ to parametry mocy wyjściowej decydują o mocy poszczególnych strat [7]. Takie podejście pozwoliło na opracowanie metody sumy mocy [2], która umożliwia określenie współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym.

Praca [2] inauguruje tworzenie biblioteki współczynników  $k_i$  strat energetycznych w różnych typach pomp i silników hydraulicznych.

**Streszczenie:** W artykule pokazano zastosowanie metody sumy mocy strat w ocenie strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym w sytuacji, gdy nie dysponujemy wszystkimi danymi laboratoryjnymi lub gdy korzystamy z danych zawartych w kartach katalogowych. Metoda ta pozwala na określenie współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w silniku. Metoda sumy mocy jest oparta na spojrzeniu proponowanym przez Z. Paszotę w pracach [3–9]. Metoda polega na dodawaniu strumienia mocy strat energetycznych występujących w silniku do strumienia mocy wyjściowej i porównaniu tej sumy z mocą wejściową. Zastosowanie metody sumy mocy strat przedstawiono na przykładzie silnika hydraulicznego A6VM.

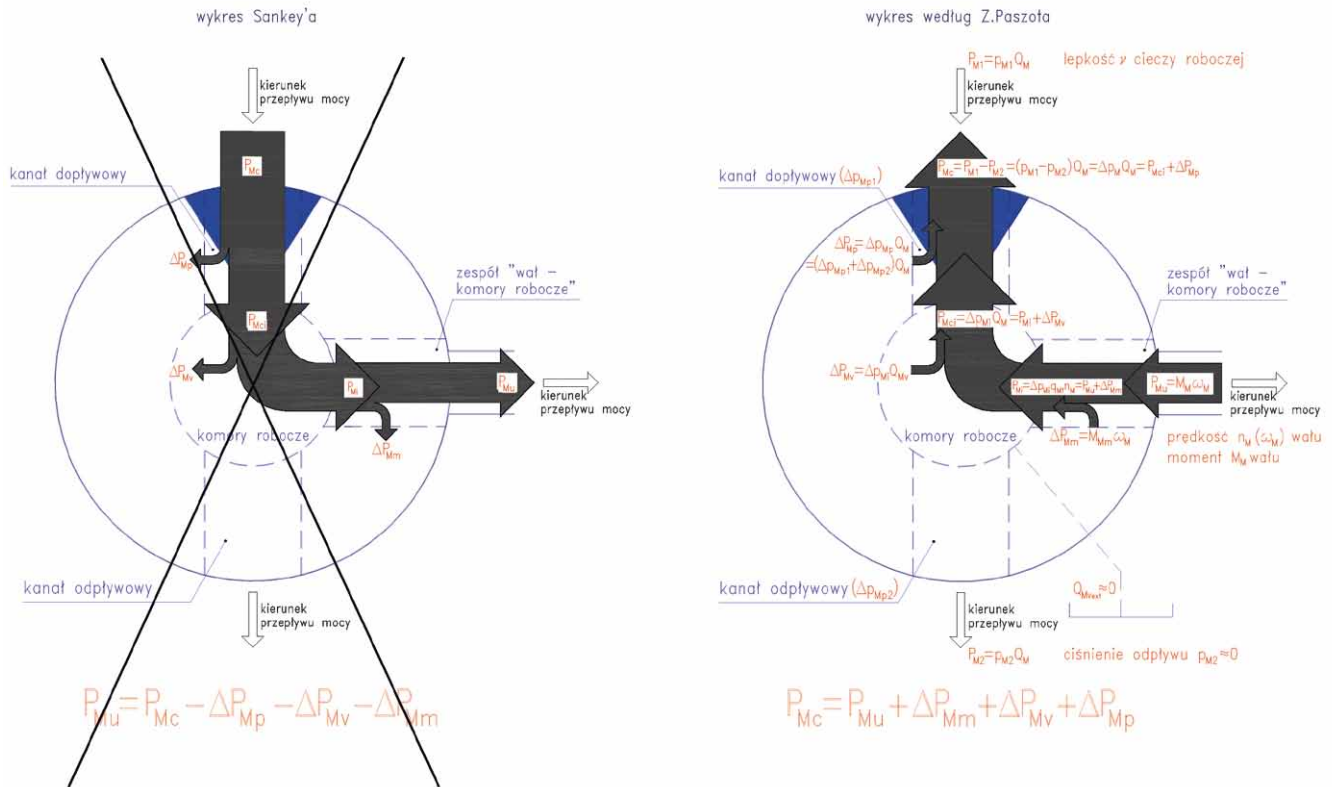
Słowa kluczowe: napęd hydrostatyczny, moce strat energetycznych, silnik hydrauliczny obrotowy

**Abstract:** The article shows how to use the method sum of power loss. This method allows to determine the coefficients  $k_i$  energy losses in the hydraulic motor in a situation where we do not have all the laboratory data, or when we use the data contained in the data sheets. The method sum of power loss is a method based on the look proposed by Z. Paszotę in [3–9]. The method consists in adding power flow of energy losses in the machine to power flow output, as shown in Figure 1. The method sum of power loss is shown on the example of the hydraulic rotational motor A6VM.

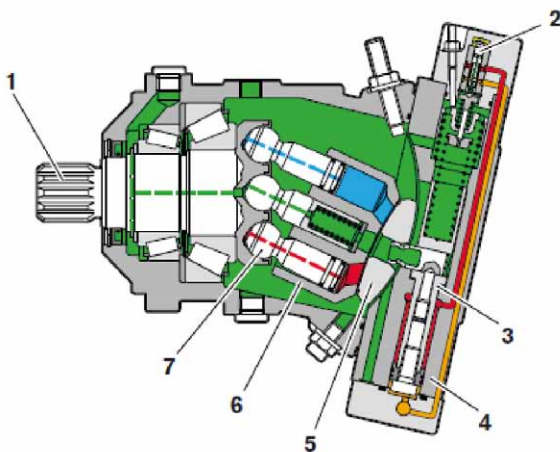
Keywords: hydrostatic drive, power of energy losses, hydraulic rotational motors

## 2. Silnik hydrauliczny A6VM

W silniku A6VM tłokowym osiowym, w wykonaniu firmy Bosch Rexroth, przedstawionym na rysunku 2, którego podstawowe parametry pracy zawarto w tabeli 1, tłoki usytuowane są w kierunku osiowym w wirującym bloku cylindrowym. Silniki tłokowe osiowe posiadają przeważnie nieparzystą ilość tłoków. W czasie obrotu bloku cylindrowego 6 znajdujące się w nim tłoki 7, tworząc z cylindrami komorę roboczą, łączą się kolejno z przestrzeniami dopływową i odpływową silnika hydraulicznego za pośrednictwem otworów znajdujących się w przestrzeni



Rys. 1. Wykres wzrostu mocy w silniku hydraulicznym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, zastępujący wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [7]



Rys. 2. Widok [12] i przekrój [10] silnika tłokowego osiowego typu A6VM o zmiennej chłonności na obrót z przechylnym blokiem cylindrów, produkcji firmy Bosch Rexroth: 1 - wał napędowy; 2 - tłok sterujący; 3 - zespół skoku tłoka sterującego; 4 - korpus, w którym umieszczony jest tłok sterujący; 5 - rozdzielacz; 6 - blok cylindrów; 7 - tłok (nurnik)

Tabela 1. Zestawienie podstawowych parametrów silnika A6VM [11]

	$q_{Mt}$ [m <sup>3</sup> /obr]	$n_{Mt}$ [s <sup>-1</sup> ]	$v_n$ [mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	$P_n$ [MPa]	$M_{Mt}$ [Nm]	$P_{Mc}$ [kW]
A6VM55	54,8 · 10 <sup>-6</sup>	70,0	22	40	348,9	153,4

czołowej bloku cylindrowego 6. Przy ruchu nurnika w lewo następuje powiększanie się komory roboczej, która łączy się z przestrzenią dopływową – ciśnieniową – i napełnia się cieczą. Przy ruchu nurnika w prawo następuje zmniejszanie się komory roboczej, ciecz jest wypierana do przestrzeni odpływowej – niskociśnieniowej. Podczas pracy silnika część jego komór jest napełniana cieczą roboczą, podczas gdy z innych komór ciecz jest wytlaczana do przewodu odpływowego. W silniku zastosowano sferyczną odmianę rozdzielacza 5, w którym przestrzenie połączone są z kanałami w korpusie silnika oraz z otworem dopływowym i otworem odpływowym. W silniku występują przecieki z gałęzi wysokociśnieniowej do gałęzi niskociśnieniowej, głównie w rozdzielaczu 5 silnika.

### 3. Metoda sumy mocy

Przy określaniu współczynników  $k_i$  strat energetycznych w silniku A6VM55 korzystano z tabel zawierających wyniki badań laboratoryjnych [11], w których podano następujące wielkości: spadek ciśnienia  $\Delta p_M$  w silniku; prędkość  $n_M$  obrotową silnika jako stosunek zmiany aktualnej prędkości  $n_M$  obrotowej do teoretycznej (maksymalnej) prędkości  $n_{Mt}$  obrotowej; chłonność  $q_{Mt}$  silnika na obrót wału oraz współczynnik  $b_M$  zmiany

chłonności silnika dany stosunkiem zmiennej chłonności  $q_{Mgv}$  na obrót wału do teoretycznej chłonności  $q_{Mt}$  na obrót wału, sprawność  $\eta_M$  całkowitą; sprawność  $\eta_{mh}$  „mechaniczno-hydrauliczną”; sprawność  $\eta_{Mv}$  objętościową. Pomiary przeprowadzono przy stałej lepkości cieczy  $\nu = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ .

Zgodnie z rysunkiem 1, moc  $P_{Mc}$  cieczy roboczej konsumowana przez silnik jest sumą mocy użytecznej  $P_{Mu}$  (wymaganej na wale silnika przez napędzane nim urządzenie), mocy  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze”, mocy  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych i mocy  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w kanałach silnika:

$$P_{Mc} = P_{Mu} + \Delta P_{Mm} + \Delta P_{Mv} + \Delta P_{Mp}$$

Powyższe równanie stało się punktem wyjścia w opracowanym algorytmie, który przedstawiony został w pracy [2]. Obliczając poszczególne składowe mocy strat występujące w silniku, możliwym stało się wyznaczenie strat występujących w maszynie, a na ich podstawie – precyzyjne obliczenie współczynników  $k_i$  strat.

### 3.1. Moc $P_{Mc}$ konsumowana przez silnik

Moc  $P_{Mc}$  pobierana od cieczy przez silnik hydrauliczny wynika z iloczynu spadku  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku i chłonności  $Q_M$  silnika:

$$P_{Mc} = \Delta p_M Q_M$$

Chłonność  $Q_M$  silnika, wymagana przez silnik od napędzającej go cieczy, musi być większa od natężenia równego iloczynowi  $q_{Mt} n_M$  (wynikającego z teoretycznej chłonności  $q_{Mt}$  na obrót wału i z prędkości obrotowej  $n_M$  wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie) z powodu występowania strat objętościowych w komorach roboczych silnika. Chłonność  $Q_M$  jest więc równa sumie natężenia  $q_{Mt} n_M$  oraz natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych:

$$Q_M = q_{Mt} n_M + Q_{Mv}$$

Do poznania wielkości chłonności  $Q_M$  silnika o zmiennej chłonności  $q_{Mgv}$  na obrót wału można użyć wzoru będącego ilorzędem iloczynu chłonności  $q_{Mgv}$  na obrót i prędkości obrotowej  $n_M$  wału silnika wymaganej przez napędzane silnikiem urządzenie do znanej sprawności objętościowej  $\eta_{Mv}$  silnika:

$$Q_M = \frac{q_{Mgv} n_M}{\eta_{Mv}} = \frac{q_{Mt} b_M n_M}{\eta_{Mv}}$$

Znając spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku oraz chłonność  $Q_M$  silnika, możemy obliczyć moc  $P_{Mc}$  cieczy roboczej konsumowanej przez silnik.

### 3.2. Moc $P_{Mu}$ użyteczna silnika

Moc  $P_{Mu}$  użyteczną silnika możemy obliczyć z przekształconej zależności na sprawność  $\eta_M$  całkowitą silnika hydraulicznego, czyli:

$$P_{Mu} = \eta_M P_{Mc}$$

Z matematycznego punktu widzenia powyższy zapis jest poprawny, choć świadczy on o spojrzeniu Sankey'owskim, wynika on jednak z konieczności określenia wartości mocy  $P_{Mu}$  użytecznej, w której zawarta jest wartość momentu  $M_M$  na wale silnika.

### 3.3. Moc $\Delta P_{Mp}$ strat ciśnieniowych w silniku

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

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2}$$

W ogólnym przypadku, moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych jest iloczynem straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowej i natężenia  $Q_M$  strumienia cieczy:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta p_{Mp} Q_M$$

Zgodnie z powyższym, wzór opisujący moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w silniku hydraulicznym przyjmie postać:

$$\Delta P_{Mp} = \Delta P_{Mp1} + \Delta P_{Mp2} = \Delta p_{Mp1} Q_M + \Delta p_{Mp2} Q_{M2}$$

W silniku obrotowym natężenie  $Q_{M2}$  strumienia cieczy w kanale odpływowym jest praktycznie równe natężeniu strumienia cieczy w kanale dopływowym (czyli chłonności  $Q_M$  silnika)  $\rightarrow Q_{M2} = Q_M$ , możemy zatem zapisać, że moc  $\Delta P_{Mp}$  strat ciśnieniowych w silniku jest równa:

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

W celu wyznaczenia strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika (opory przepływu oraz straty w rozdzielaczu) skorzystano z danych laboratoryjnych J. Koralewskiego zawartych w [1], przyjęto wielkość strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika równą wartościom strat występujących w pompie A7V.58. DR.1.R.P.F.00, będącej bliźniaczą jednostką silnika A6VM. Podyktowane to jest również faktem, iż materiały [11], w których przedstawiono dane laboratoryjne, dotyczą całego typoszeregu silników, których chłonność na obrót mieści się w przedziale:  $28,1 \cdot 10^{-6} \div 200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{obr}$ , a prędkość obrotowa zmienia się w zakresie:  $88,33 \div 45,83 \text{ obr/s}$ .

Wielkość strat  $\Delta p_{pp}$  ciśnieniowych w kanałach pompy A7V.58.DR.1.R.P.F.00 wyniosła [1], uwzględniając lepkość  $\nu = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ , przy której badano silnik hydrauliczny:

$$\Delta p_{pp} = k_3 p_n \left( \frac{Q_p}{Q_{pt}} \right)^{a_{qp}} \left( \frac{\nu}{\nu_n} \right)^{a_{vp}} =$$

$$= 0,0012 \cdot 32 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{1472,5 \cdot 10^{-6}}{1472,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{1,76} \cdot \left( \frac{22}{35} \right)^{0,26}$$

$$\Delta p_{p|Q_p=Q_{pt};v} = 0,034 [\text{MPa}]$$

Zatem straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe w kanałach silnika A6VM55 będą wynosiły, zgodnie ze wzorem:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left( \frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{a_{Qp}} \left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$$

z uwagi na fakt, iż badania silnika A6VM55 przeprowadzono przy jednej stałej wartości lepkości oleju hydraulicznego wy-

noszącej  $v = 22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ , wyrażenie  $\left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$  przyjęto równe

jeden. Wykładnik potęgowy  $a_{Qp}$  wpływu natężenia  $Q_M$  cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$  przyjęto równy 1,78, opierając się na badaniach [1], które przeprowadzono przy zmieniającej się lepkości oleju hydraulicznego w zakresie od  $14,53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  do  $91,16 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ . Uwzględniając zmianę prędkości z  $n_{pt}$  do  $n_{Mt}$  silnika oraz chłonności:

$$\Delta p_{Mp} = \Delta p_{p|Q_p=Q_{pt};v} \left( \frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{1,78}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{Mp} &= 0,034 [\text{MPa}] \cdot \left( \frac{54,8 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 / \text{obr}] \cdot 70 [\text{s}^{-1}]}{58 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 / \text{obr}] \cdot 25 [\text{s}^{-1}]} \right)^{1,78} = \\ &= 0,192 [\text{MPa}] \end{aligned}$$

Współczynnik  $k_8$  strat ciśnieniowych w kanałach wewnętrznych silnika hydraulicznego A6VM55, przy natężeniu przepływu równym teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy, względem ciśnienia  $p_n$  nominalnego układu wyniesie:

$$k_8 = \frac{\Delta p_{Mp|Q_M=Q_{pt};v}}{p_{Mn}} = \frac{0,192 [\text{MPa}]}{40 [\text{MPa}]} = 0,005$$

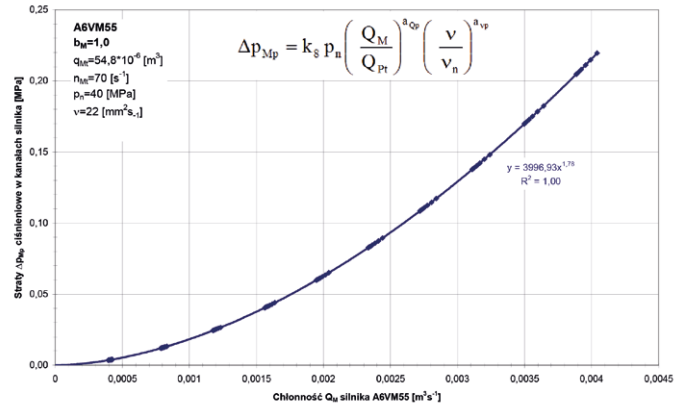
Znając wartość współczynnika  $k_8$ , można wyznaczyć wartość strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika z zależności:

$$\Delta p_{Mp} = k_8 p_n \left( \frac{Q_M}{Q_{Pt}} \right)^{a_{Qp}} \left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vp}}$$

Obliczone w powyższy sposób wartości strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych w kanałach silnika A6VM55 jako funkcja chłonności  $Q_M$  silnika przedstawione zostały na rysunku 3.

### 3.4. Moc $\Delta P_{Mv}$ strat objętościowych w silniku

Moc  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych w silniku jest iloczynem natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych (głównie natężenia przecieków wewnętrznych między roboczymi komorami dopływowymi a odpływowymi) oraz spadku  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego



Rys. 3. Straty  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowe w kanałach silnika A6VM55 jako funkcja chłonności  $Q_M$  silnika

między ciśnieniem  $p_{Mi}$  w komorach dopływowych silnika a ciśnieniem  $p_{M2i}$  w komorach odpływowych silnika:

$$\Delta P_{Mv} = Q_{Mv} \Delta p_{Mi} = Q_{Mv} (p_{Mi} - p_{M2i})$$

Spadek  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika wraz ze stratami  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowymi w kanałach silnika daje nam spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku:

$$\Delta p_M = \Delta p_{Mi} + \Delta p_{Mp}$$

Przekształcając powyższą zależność, możemy wyznaczyć spadek  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika:

$$\Delta p_{Mi} = \Delta p_M - \Delta p_{Mp}$$

W celu obliczenia natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych silnika, możemy wykorzystać zależność:

$$Q_{Mv} = Q_M - b_M Q_{Mt} n_{Mt}$$

Chcąc wyznaczyć współczynnik  $k_9$  strat objętościowych  $Q_{Mv}$  w silniku hydraulicznym należy skorzystać ze wzoru:

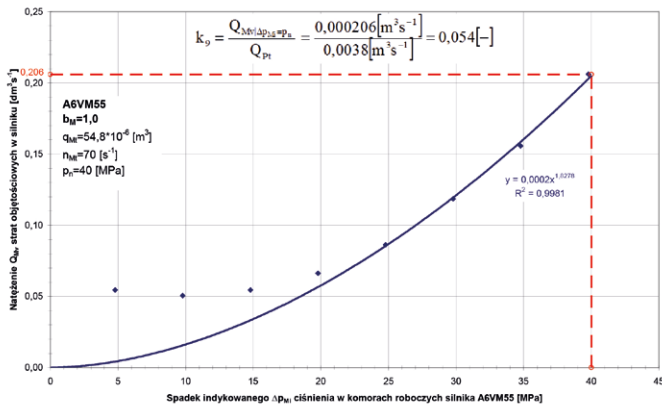
$$k_9 = \frac{Q_{Mv|\Delta p_{Mi}=p_n}}{Q_{Pt}}$$

do którego wartości zostały odczytane z rysunku 4.

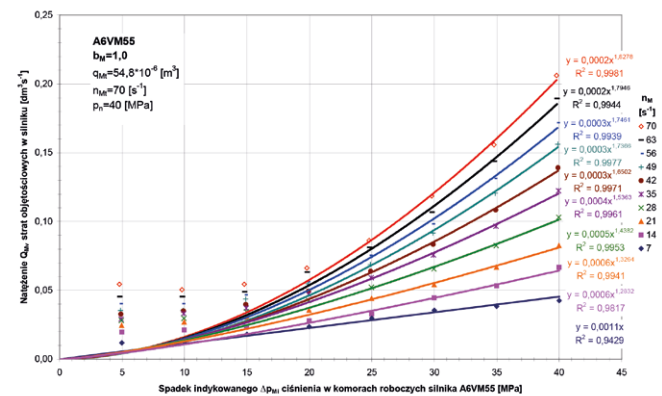
$$k_9 = \frac{0,000206 [\text{m}^3\text{s}^{-1}]}{0,0038 [\text{m}^3\text{s}^{-1}]} = 0,054 [-]$$

Znając wartość spadku  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego w komorach roboczych oraz wartość natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w silniku, można obliczyć wartości mocy  $\Delta P_{Mv}$  strat objętościowych występujących w silniku.

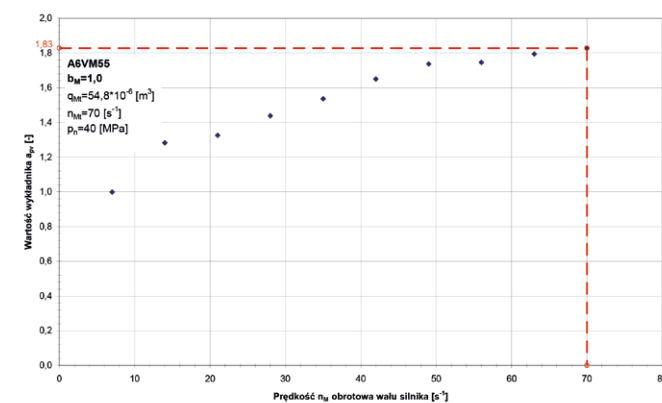
Wykreślając zależność natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych silnika jako funkcję spadku indyko-



Rys. 4. Natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych silnika A6VM55 jako funkcja spadku indykowanego  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia w komorach roboczych silnika



Rys. 5. Natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych w komorach roboczych silnika A6VM55 jako funkcja spadku indykowanego  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia w komorach roboczych silnika, przy ustalonych prędkościach  $n_M$  obrotowych wału silnika



Rys. 6. Wartość wykładnika  $a_{pv}$  (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia  $Q_{Mv}$  strat objętościowych od spadku  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia indykowanego w komorach roboczych silnika hydraulicznego) jako funkcja prędkości  $n_M$  obrotowej wału silnika A5VM55

wanego  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia w komorach roboczych silnika przy ustalonych prędkościach  $n_M$  obrotowych wału (rysunek 5), otrzymamy dane pozwalające określić wykładnik  $a_{pv}$ , który został przedstawiony na rysunku 6.

### 3.5. Moc $\Delta P_{Mm}$ strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” silnika

Zgodnie z równaniem stanowiącym podstawę opracowanego algorytmu moc  $P_{Mc}$  cieczy roboczej konsumowanej przez silnik jest sumą mocy  $P_{Mu}$  użytecznej i mocy strat występujących w silniku. Moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” możemy więc, po przekształceniu, obliczyć jako:

$$\Delta P_{Mm} = P_{Mc} - P_{Mu} - \Delta P_{Mv} - \Delta P_{Mp}$$

Moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych w silniku hydraulicznym jest mocą strat związanych z siłami tarcia mechanicznego i z siłami bezwładności elementów ruchomych w zespole konstrukcyjnym przenoszącym moc mechaniczną od elementów ruchomych w komorach roboczych do wału silnika obrotowego.

Moc  $\Delta P_{Mm}$  strat mechanicznych jest iloczynem momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych oraz prędkości kątowej  $\omega_M$  wału silnika:

$$\Delta P_{Mm} = M_{Mm} \cdot \omega_M$$

Zatem moment  $M_{Mm}$  strat mechanicznych wyznaczony z powyższej zależności będzie równy:

$$M_{Mm} = \frac{\Delta P_{Mm}}{\omega_M}$$

Moment  $M_{Mi}$  indykowany w komorach roboczych silnika jest równy sumie momentu  $M_M$  obciążającego wał silnika i momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych:

$$M_{Mi} = M_M + M_{Mm}$$

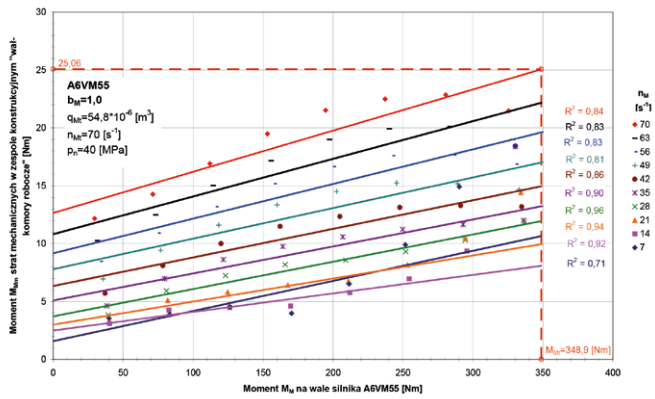
Moment  $M_{Mi}$  indykowany w komorach roboczych silnika może zostać również wyliczony z zależności:

$$\frac{q_{Mi} \Delta p_{Mi}}{2\pi} = M_{Mi}$$

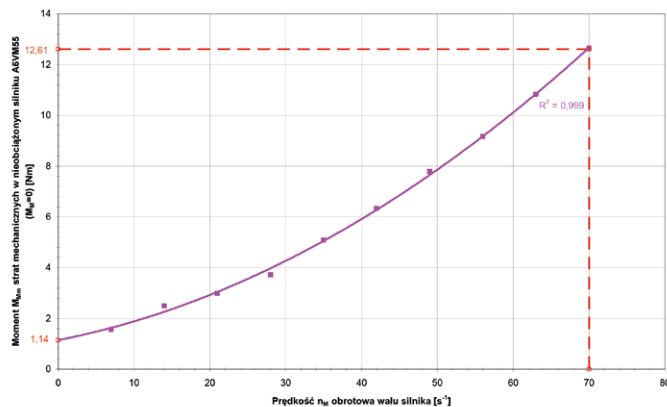
Wartość momentu  $M_{Mm}$  strat w silniku o geometrycznej (zmiennej) chłonności na obrót wału obliczono zgodnie z zależnościami podanymi przez Z. Paszotę w [5]:

$$M_{Mm|/M_M, n_M, b_M, v} = \left( k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) M_{Mi} \left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M = \left( k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mt}} b_M \right) \frac{q_{Mi} p_n}{2\pi} \left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}} + k_{7.2} M_M$$

Uwzględniając stałą lepkość oleju hydraulicznego, człon  $\left( \frac{v}{v_n} \right)^{a_{vm}}$  przyjęto równy 1, zatem wzór opisujący moment  $M_{Mm}$  strat przyjmie następującą postać:



Rys. 7. Moment  $M_{Mm}$  strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym „wał – komory robocze” jako funkcja momentu  $M_M$  na wale silnika A6VM55



Rys. 8. Moment strat mechanicznych w nieobciążonym silniku ( $M_M = 0$ ) jako funkcja prędkości  $n_M$  obrotowej wału silnika A6VM55

$$M_{Mm|M_M=n_M, n_M, b_M, v} = \left( k_{7.1.1} + k_{7.1.2} \frac{n_M}{n_{Mn}} b_M \right) M_{Mt} + k_{7.2} M_M$$

Współczynnik  $k_{7.1.1}$  obliczono z zależności:

$$k_{7.1.1} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{\frac{q_{Mt} p_n}{2\pi}}$$

dla którego wartość momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.1.1} = \frac{1,14[\text{Nm}]}{348,9[\text{Nm}]} = 0,003$$

Współczynnik  $k_{7.1.2}$  obliczono z zależności:

$$k_{7.1.2} = \frac{M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=0, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

Tabela 2. Zestawienie współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w silniku A6VM55

A6VM55		$v = 22 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$
		$q_{Mt} = 54,8 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3]$
		$b_M \neq \text{const.}$
		$n_{Mn} = 70 [\text{s}^{-1}]$
		$p_n = 40 [\text{MPa}]$
		$P_{Mc} = 153,4 [\text{kW}]$
$M_{Mm}$	$k_{7.1.1} =$	0,003
	$k_{7.1.2} =$	0,033
	$a_{vm} =$	-
$Q_{Mv}$	$k_{7.2} =$	0,036
	$k_p =$	0,054
	$a_{pv} =$	1,83
$\Delta p_{Mp}$	$a_{v-v} =$	-
	$a_{n-v} =$	-
	$k_8 =$	0,005
	$a_{Qp} =$	1,78
	$a_{vp} =$	-

dla którego wartość momentów  $M_{Mm}$  strat mechanicznych odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.1.2} = \frac{12,61[\text{Nm}] - 1,14[\text{Nm}]}{348,9[\text{Nm}]} = 0,033$$

Współczynnik  $k_{7.2}$  obliczono z zależności:

$$k_{7.2} = \frac{M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n} - M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}}{M_{Mt}}$$

dla którego wartość momentu  $M_{Mm|M_M=M_{Mt}, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}$  strat mechanicznych w silniku obciążonym momentem  $M_{Mt}$  teoretycznym odczytano z rysunku 7, natomiast wartość momentu  $M_{Mm|M_M=0, n_M=n_{Mn}, b_M=1, v_n}$  strat mechanicznych w nieobciążonym silniku odczytano z rysunku 8.

$$k_{7.2} = \frac{25,06[\text{Nm}] - 12,61[\text{Nm}]}{348,9[\text{Nm}]} = 0,036$$

Przedstawiona metoda sumy mocy umożliwiła obliczenie współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w silniku A6VM, które zostały przedstawione w tabeli 2.

### 3.6. Współczynniki $k_i$ strat energetycznych

Wykładniki  $a_{vm}$ ,  $a_{v-v}$  i  $a_{pv}$  mówiące o wpływie lepkości  $v$  cieczy roboczej na poszczególne rodzaje strat (m – mechaniczne; v – objętościowe, p – ciśnieniowe) zostały pominięte, gdyż badania

zostały przeprowadzone tylko dla jednej lepkości cieczy roboczej wynoszącej  $22 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ .

Współczynnik  $k_{7,1}$  momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych stanowi sumę współczynników  $k_{7,1,1}$  i  $k_{7,1,2}$ , dostarcza nam informację o stratach spowodowanych tarciami między elementami konstrukcji (np. łożyska), jak również tarciami między cieczą wypełniającą karter a blokiem cylindrowym, tarciami wirującego bloku cylindrowego a nieruchomym rozdzielaczem.

Współczynnik  $k_{7,2}$  momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych mówi o wielkości przyrostu  $\Delta M_{Mm}$  momentu strat mechanicznych w silniku, będącego skutkiem wzrostu obciążenia, czyli momentu  $M_M$  na wale silnika.

Współczynnik  $k_8$  strat  $\Delta p_{Mp}$  ciśnieniowych mówi o wielkości strat występujących w kanałach wewnętrznych i w rozdzielaczu maszyny. Straty te są głównie efektem miejscowych strat ciśnienia, wynikających ze zmiany kierunku i prędkości przepływającego strumienia.

Współczynnik  $k_9$  natężenia strat objętościowych w komorach roboczych silnika hydraulicznego dostarcza nam informacji o stratach związanych przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli został zastosowany) oraz stratami związanymi z efektem zmiany objętości roboczej silnika jak również zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.

Wartość wykładnika  $a_{Qp}$  mówi o wpływie natężenia  $Q_M$  cieczy w kanałach na straty ciśnieniowe  $\Delta p_{Mp}$ .

Wartość wykładnika  $a_{pv}$  mówi o wpływie indykowanego spadku  $\Delta p_{Mi}$  ciśnienia w komorach roboczych na natężenie  $Q_{Mv}$  strat objętościowych. Jego wartość informuje nas zarówno o charakterze przepływu cieczy roboczej, jak i o wpływie zmian szczelin w silniku.

#### 4. Podsumowanie

1. W artykule przedstawiono metodę sumy mocy, która służy wyznaczaniu współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w silnikach hydraulicznych w sytuacji, gdy nie dysponujemy wszystkimi danymi laboratoryjnymi lub gdy korzystamy z danych zawartych w kartach katalogowych. Uzyskane w ten sposób współczynniki  $k_i$  strat umożliwiają ocenę energetyczną maszyn waporowych z wykorzystaniem spojrzenia na straty proponowanego przez Z. Paszotę w pracach [3–8].
2. Współczynniki  $k_i$  strat energetycznych zostały skonstruowane w taki sposób, aby otrzymać względną wartość poszczególnych strat w elemencie układu hydrostatycznego (w pompie, w silniku hydraulicznym, ale także w przewodach i w zespole sterowania dławieniowego prędkości silnika). Umożliwiają one ocenę proporcji i wielkości strat oraz ocenę wartości sprawności energetycznej elementu (objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej), będącej skutkiem strat występujących przy ciśnieniu nominalnym  $p_n$  pracy układu, w którym element jest zastosowany. W efekcie, dzięki znajomości współczynników  $k_i$  poszczególnych strat, możliwe jest określenie strat i sprawności energetycznej elementów pracujących w układzie napędowym (całkowitej, objętościowej, ciśnieniowej, mechanicznej), a także sprawności całkowitej


układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika jako funkcji współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości i współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika hydraulicznego oraz lepkości  $\nu$  oleju hydraulicznego [9].

3. Wykorzystany model matematyczny (zdefiniowany w [6]) momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych w silniku hydraulicznym o geometrycznej chłonności  $q_{Mgv}$  na obrót wału zakłada proporcjonalny przyrost momentu  $M_{Mm|M_M=0}$  strat mechanicznych w silniku nieobciążonym, wynikający ze wzrostu prędkości  $n_M$  wału silnika, zaś w silniku A6VM55 uzyskano przebieg nieproporcjonalny. Z kolei w badaniach innych jednostek [2, 13], np. PTO2-16 ( $q_{Mt} = 12,74 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{obr}]$ ;  $n_M = 21,54 [\text{s}^{-1}]$ ) przyrost momentu  $M_{Mm|M_M=0}$  strat mechanicznych wynikający ze wzrostu prędkości  $n_M$  miał przebieg liniowy ( $R^2 = 0,995$ ), a więc potwierdzający model matematyczny momentu  $M_{Mm}$  strat mechanicznych w silniku hydraulicznym. W dalszych badaniach należy zwrócić uwagę na ten problem.
4. Tabela 2, zestawiająca współczynniki  $k_i$  strat energetycznych w silniku A6VM55, w przejrzysty sposób dostarcza nam informacji o wielkości i proporcji poszczególnych strat występujących w tym silniku. Zestawienie współczynników  $k_i$  strat w przypadku innych typów maszyn waporowych w znacznym stopniu przyczyniłoby się do poprawy jakości i szybkości pracy projektantów układów napędu hydrostatycznego.

#### Literatura

- [1] KORALEWSKI J.: *Wpływ lepkości na straty energetyczne w pompie tłokowej o zmiennej wydajności*. Raport merytoryczny promotor-skiego projektu badawczego Nr rej. N N504 4684 33, nr umowy 4684/TO2/2007/33.
- [2] MACZYSZYN A.: *Analiza energetyczna konstrukcji waporowych maszyn obrotowych stosowanych w przekładniach hydrostatycznych*. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Gdańsk 2014.
- [3] PASZOTA Z.: *Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego*. „Napędy i Sterowanie” 11/2009.
- [4] PASZOTA Z.: *The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motor*. „Polish Maritime Research” 4(62)/2009.
- [5] PASZOTA Z.: *Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym – definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego*. Rozdział w monografii p.t.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Instytut Techniki Górniczej „Komag”, Gliwice 2010, s. 31–54.
- [6] PASZOTA Z.: *Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym*. Rozdział w monografii pt.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2010”. Centrum Mechanizacji Górniczej „Komag”, Gliwice 2010, s. 123–137.

- 
- [7] PASZOTA Z.: *Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase opposite to the direction of power flow.* „Polish Maritime Research” 1(68)/2011.
- [8] PASZOTA Z.: *Effect of the working liquid compressibility on the picture of volumetric and mechanical losses in a high pressure displacement pump used in a hydrostatic drive. Part I – Energy losses in a drive system, volumetric losses in a pump.* „Polish Maritime Research” 2(73)/2012.
- [9] PASZOTA Z.: *Współczynniki k, strat energetycznych w elementach napędu hydrostatycznego.* Rozdział w monografii pt.: *Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych* pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Koziela i Edwarda Palczaka. Biblioteka „Cylinder 2013”. Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag”, Gliwice 2013, s. 91–113.
- [10] Instrukcja obsługi silnika A6VM firmy Bosch Rexroth RE 91604-01-B/01.2012
- [11] Materiały firmy Bosch-Rexroth API 309-09/92
- [12] Materiały firmy Bosch-Rexroth Sp. z o.o. <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54069,g61367&PageID=m3726> na dzień: 20-12-2013
- [13] CZYŃSKI M.: *Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej.* Praca doktorska, Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej, Szczecin 2005.

 dr inż. Agnieszka Maczyszyn – Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska  
e-mail: [agnieszka.maczyszyn@pg.gda.pl](mailto:agnieszka.maczyszyn@pg.gda.pl)

artykuł recenzowany