ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1964
Seria: ENERGETYKA z. 17 Nr kol. 123

JERZY GRYCHOWSKI[x)]

NIEKTÓRE PROBLEMY ZWIĄZANE Z USTALENIEM TYPOWYCH WIELKOŚCI POMP WIROWYCH WIELOSTOPNIOWYCH

Przy projektowaniu serii pomp, w celu przedstawienia głównych ich parametrów pracy, ustala się wykresy zakresów stosowania pomp tego samego typu. Punktem wyjścia przy ustalaniu typowych wielkości jest pole pracy przedstawione w układzie podwójnie logarytmicznym. Pole pracy przedstawia obszar zapotrzebowania na parametry odnośnego typu pomp. Na wielkość obszaru pola pracy ma wpływ kilka czynników. Najważniejszym z nich jest zapotrzebowanie krajowe. Całkowity obszar pracy danego typu pomp dzielony jest na zakresy stosowania poszczególnych pomp o różnych wysokościach podnoszenia, wydajnościach i prędkościach obrotowych. Zakres stosowania pompy w układzie podwójnie logarytmicznym przedstawia (z pewnym przybliżeniem) prostokąt, wyznaczony przez charakterystyki przepływu i krzywe sprawności. Pole zakresu stosowania pompy uzależnione jest więc od: kształtu charakterystyk przepływu $H = f(Q)$, kształtu krzywej sprawności $\eta = f(Q)$ oraz założonej wartości spadku sprawności $\Delta\eta$.

Ważnym zagadnieniem jest pokrycie pola pracy w ten sposób, by pola zakresów stosowań poszczególnych pomp przylegały do siebie. Przy równoczesnym założeniu, że zakresy stosowań nie zachodzą nawzajem na siebie, przybliżoną liczbę jednostek pompowych potrzebną do pokrycia danego pola pracy otrzymujemy z zależności:

$$i = \frac{F}{f_{śr}} \qquad (1)$$

x) St. asyst. mgr inż. Jerzy Grychowski
Katedra Pomp i Silników Wodnych.

gdzie:

i - liczba typów pomp,

F - powierzchnia rozpatrywanego pola pracy,

$f_{śr}$ - średnia powierzchnia pola zakresów stosowania.

W przypadku pomp wielostopniowych liczba typów pomp zostaje pomniejszona, ponieważ część pola pracy pokrywają zakresy stosowań dalszych stopni odnośnej pompy. W celu dalszego zmniejszenia liczby rodzajów pomp, potrzebnych do pokrycia pola pracy, należy zwrócić uwagę na podobieństwo dynamiczne. Podobieństwo dynamiczne umożliwia na podstawie badań modelowych, ustalenie wielkości konstrukcyjnych całej serii geometrycznie podobnych pomp, o z góry wiadomych własnościach hydraulicznych.

Analizując przepływy przez dwie geometrycznie podobne pompy, dochodzi się między innymi do następujących wzorów:

$$\frac{H_m}{H_x} = \frac{D_m^2 \cdot n_m^2}{D_x^2 \cdot n_x^2} \tag{2}$$

$$\frac{Q_m}{Q_x} = \frac{D_m^3 \cdot n_m}{D_x^3 \cdot n_x} \tag{3}$$

gdzie:

H - wysokość podnoszenia,

Q - wydajność,

n - prędkość obrotowa,

D - średnica wirnika,

indeksy m - pompa modelowa,

x - pompa rozpatrywana.

Eliminując z równań (2) i (3) wielkości D_m oraz D_x otrzymujemy następującą równość:

$$\frac{n_m\sqrt{Q_m}}{H_m^{3/4}} = \frac{n_x\sqrt{Q_x}}{H_x^{3/4}} \tag{4}$$

Zależność ta przedstawia równość dwóch wielkości, znanych w literaturze technicznej pod nazwą kinematycznych wyróżników szybkobieżności i oznaczonych symbolem:

$$(n_{s_Q})_m = (n_{s_Q})_x \tag{4a}$$

Równość kinematycznych wyróżników szybkobieżności dwóch geometrycznie podobnych pomp, zapewnia podobieństwo przepływu cieczy. W przypadku tej samej cieczy, gdy gęstość cieczy jest stała, zachodzi także równość dynamicznych wyróżników szybkobieżności n_{s_N}.

Logarytmując oraz przekształcając wzór:

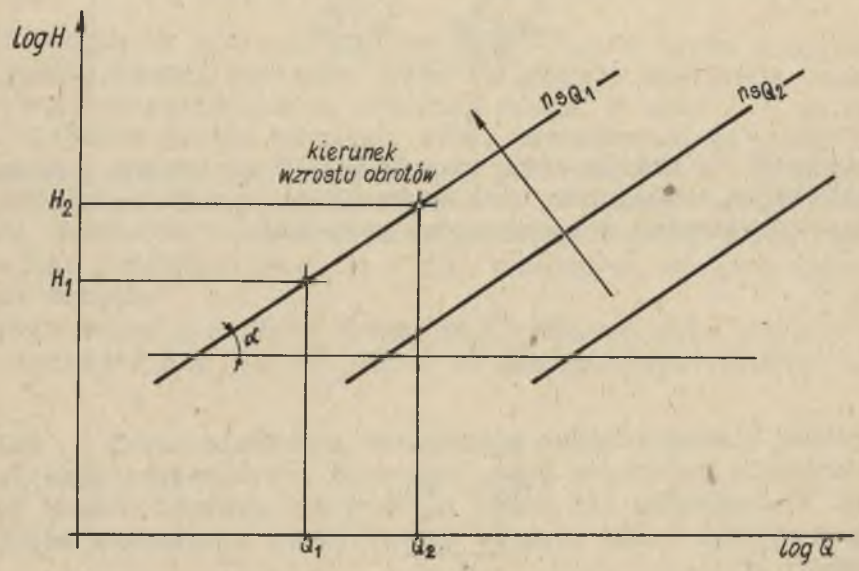
$$(n_{s_Q})_x = \frac{n_x\sqrt{Q_x}}{H_x^{3/4}} \tag{4b}$$

otrzymuje się następującą zależność:

$$\log H_x = \frac{4}{6}\log Q_x + \frac{4}{3}\left[\log n_x - \log (n_{s_Q})_x\right] \tag{5}$$

Wzór (5) przedstawia równanie linii prostej w układzie podwójnie logarytmicznym [2]. Przyjmując na osiach układu wielkości: $\log H_x$ i $\log Q_x$ otrzymuje się dla prędkości obroto-

wych n_x = const. linie stałych wyróżników szybkobieżności $[(n_{s_Q})_x = \text{const}]$ (rys. 1).



Rys. 1. Linie stałych wyróżników szybkobieżności w układzie podwójnie logarytmicznym

Współczynnik kierunkowy wynosi:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4}{6} \cong 33^{\circ}41' \tag{6}$$

Należy więc starać się tak dobierać parametry poszczególnych pomp, aby punkty o maksymalnej sprawności leżały na prostych stałych wyróżników szybkobieżności. Warunkiem tego jest zachowanie następującej zależności:

$$\frac{\log H_2 - \log H_1}{\log Q_2 - \log Q_1} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{4}{6} \tag{7}$$

stąd:

$$\log \frac{H_2}{H_1} = \frac{4}{6} \log \frac{Q_2}{Q_1} \tag{7a}$$

W literaturze spotyka się, na stosunek $\frac{Q_2}{Q_1}$, określenie współczynnika wzrostu wydajności, oznaczonego przez q_Q. Analogicznie można oznaczyć stosunek $\frac{H_2}{H_1}$ przez q'_H.

Przodujące wytwórnie, które zajmują się produkcją pomp przyjmują na podstawie doświadczeń współczynniki wzrostu wydajności w oparciu o szereg Renarda, o różnych wykładnikach. Problem przyjęcia wielkości wzrostu jednego z wspomnianych współczynników, jest ważny ze względu na liczbę typowych wielkości pomp potrzebnych do pokrycia pola pracy. Wraz ze wzrostem wartości q_Q, wprawdzie maleje liczba wielkości w danym typie, ale wzrasta jednak różnica pomiędzy η_{max}, (jaką osiąga się w normalnych warunkach) a η w punktach skrajnych przy dolnej i górnej charakterystyce. Stąd wybór współczynnika wzrostu wydajności, powinien być dokonywany w oparciu o dokładne rozważania ekonomiczne.

Najczęściej spotykanym [1] szeregiem w przypadku np. pomp diagonalnych wielostopniowych jest postęp geometryczny o ilorazie równym:

$$q_Q = \sqrt[5]{10} \cong 1{,}584893 \tag{8}$$

Dla powyższej wartości q_Q otrzymujemy na podstawie wzoru (7a) następującą wartość ilorazu q'_H:

$$q'_H = 1{,}324$$

W większości pompy wirowe napędzane są za pomocą silników elektrycznych prądu trójfazowego, pracujących przy podsynchronicznych prędkościach obrotowych (n = 2900, 1450, 950,

730, 590 min^{-1}). Dlatego obniżenie charakterystyki przepływu otrzymuje się przez stoczenie średnicy zewnętrznej łopatek wirnika. Procent stoczenia wirnika ograniczają względy konstrukcyjne oraz spadek sprawności.

Procent stoczenia wirnika można określić z wzoru:

$$a = \left(1 - \sqrt{\frac{1}{q_H}}\right) \cdot 100\% \qquad (9)$$

gdzie:

q_H - współczynnik wzrostu wysokości podnoszenia przy Q = const, określony jest stosunkiem $\frac{H_x}{H_x}$ (rys. 2).

Maksymalny dopuszczalny procent stoczenia wirnika np. pompy diagonalnej wynosi:

$$a = 8 \text{ do } 10\% \qquad (9a)$$

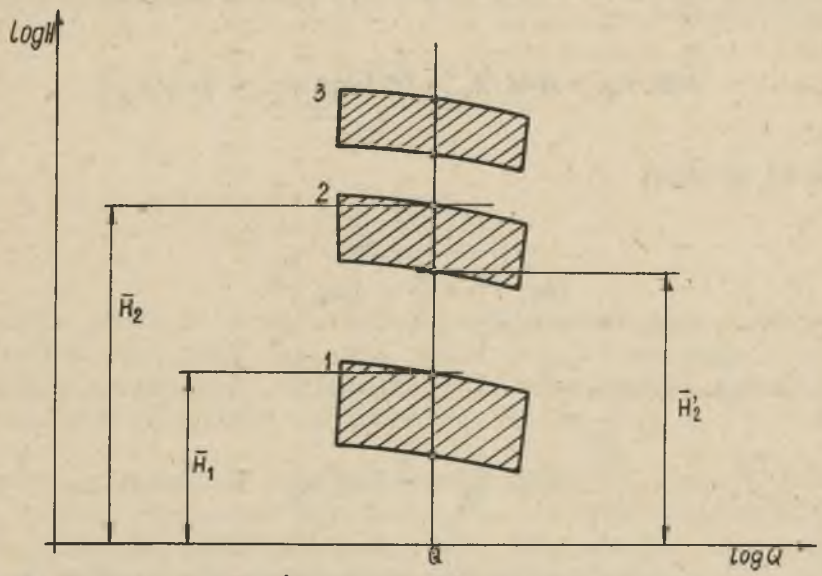
Uwzględniając zależność (9a) i podstawiając $a = 10\%$ otrzymujemy:

$$q_H = 1{,}26 \qquad (10)$$

Wartość ta jest zgodna z wartością współczynnika wzrostu wysokości podnoszenia przyjmowanego [1] dla pomp diagonalnych jako postęp geometryczny o ilorazie równym:

$$q_H = \sqrt[3]{2} \approx 1{,}259921 \qquad (10a)$$

Dopuszczalny procent stoczenia wirnika określa dla danej wydajności procent pokrycia pola pracy przez pompę wielostopniową. Odpowiedni wykres w skali podwójnie logarytmicznej przedstawia (rys. 2).



Rys. 2. Wykres zakresów stosowania pompy wielostopniowej w układzie podwójnie logarytmicznym

Analizując wykres zakresów stosowania pompy wielostopniowej stwierdza się występowanie niepokrytych pól pracy. Wysokość niepokrytych pól pracy można obliczyć przykładowo dla dwóch sąsiednich stopni ze wzoru:

$$\overline{H}'_2 - \overline{H}_1 = m\,(\log 2 - \log q_H) \qquad (11)$$

gdzie:

m - moduł skali.

Dla pokrycia wolnych pól pracy, niezbędnym jest ustalenie uzupełniających szeregów pomp.

Korzystając ze wzoru (5) dochodzimy do zależności:

$$\log H_x = \frac{4}{6} \cdot \log Q + \frac{4}{3}\left[\log n_x - \log (n_{s_Q})_x\right] \qquad (5a)$$

$$\log H'_x = \frac{4}{6} \cdot \log Q + \frac{4}{3}\left[\log n'_x - \log (n_{s_Q})_x\right] \qquad (5b)$$

Odejmując od równania (5a) wzór (5b) otrzymuje się zależność:

$$\log H_x - \log H'_x = \frac{4}{3}\left[\log n_x - \log n_x\right] \qquad (5c)$$

z której wynika:

$$\log \frac{H_x}{H'_x} = \frac{4}{3} \cdot \log \frac{n_x}{n_x}$$

stąd:

$$\log q_H = \frac{4}{3} \log q_n \qquad (5d)$$

gdzie:

q_n - współczynnik zmiany wartości prędkości obrotowych.

Wzór (5d) określa warunek istnienia identycznej wartości n_{s_Q}, dla szeregu podstawowego i szeregu uzupełniającego.

Przy ustalaniu szeregu typowych wielkości pomp należy starać się aby prędkości obrotowe pomp były możliwie jak największe. Wpływa to korzystnie ponieważ zmniejszają się ich wymiary oraz ciężary. Dla stosowanych prędkości obrotowych współczynnik q_n przyjmuje wartości:

$$q_{n_1} = \frac{2900}{1450} = 2;$$

$$q_{n_2} = \frac{1450}{950} = 1{,}52;$$

$$q_{n_3} = \frac{950}{730} = 1{,}3;$$

$$q_{n_4} = \frac{730}{590} = 1{,}24$$

Biorąc pod uwagę warunek (5d), wielkość q_n powinna wynosić:

$$\log q_n = \frac{3}{4} \log 1{,}258$$

czyli:

$$\underline{q_n = 1{,}19} \qquad (5e)$$

Wynika stąd, że przy istniejących prędkościach obrotowych i założonej wartości q_H, nie można ustalić szeregu uzupełniającego o tym samym wyróżniku szybkobieżności. Istnieje zatem potrzeba określenia kilku wartości $(n_{s_Q})_x$.

Jednym z sposobów ustalenia tych wartości, może być założenie stałej prędkości obrotowej dla szeregu podstawowego i uzupełniającego. Mamy wówczas (dla Q = const, n = const) współczynnik zmiany wyróżników szybkobieżności:

$$q_{n_{s_Q}} = \sqrt[4]{\frac{1}{(q_H)^3}} = 0{,}855 \qquad (12)$$

Można również założyć wartość stałą różnicy między wyróżnikami szybkobieżności, wówczas wartość $q_{n_{sQ}}$ przybiera wartości zbliżone do wartości średniej. W pracach wykonanych dotychczas w Katedrze, średnia wartość współczynnika zmiany wyróżnika szybkobieżności miała wartość nieco mniejszą od wielkości wynikającej z równania (12). Wpłynęło to korzystnie na wartość sprawności w skrajnych punktach wykresów zakresów stosowania.

LITERATURA

[1] Łazarkiewicz Sz., Troskolański A.: Pompy wirowe, PWT, Warszawa 1959.

[2] Pak W.S., Gejer W.G.: Pudnicznyje wentiliatornyje i wodootliwnyje ustanowki, Ugletechizdat. 1950.