ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1984

Seria: ENERGETYKA z. 86 Nr kol. 805

Jan RDUCH

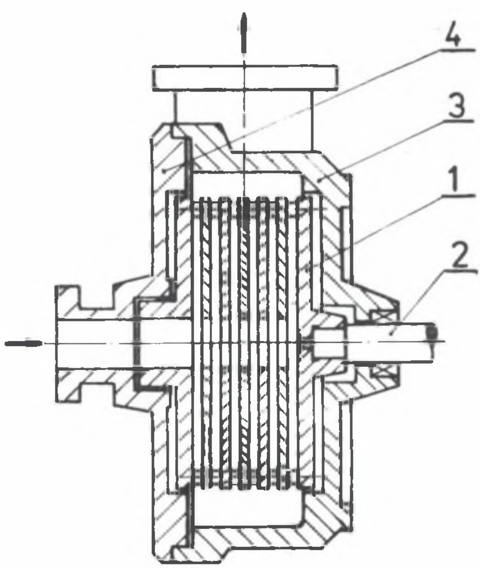
Instytut Maszyn i Urządzeń
Energetycznych

OBLICZANIE CHARAKTERYSTYK WIRNIKA WIELOTARCZOWEGO

Streszczenie. Na podstawie przedstawianego modelu matematycznego wirnika wielotarczowego wyznaczone charakterystyki przepływu, mocy i sprawności tego wirnika. W modelu uwzględniono j równolegle połączonych szczelin roboczych oraz obszar dopływowy i odpływowy ze szczelin. Rozważania teoretyczne zilustrowano przykładami obliczeniowymi.

1. Pompa wirowa krętna z wirnikiem wielotarczowym

Układ przepływowy pompy wirowej krętnej z wirnikiem wielotarczowym (rys. 1), zwanej krótko pompą wielotarczową, jest identyczny jak w pompach wirowych krętnych z wirnikami łopatkowymi. Inny jest tylko wirnik (rys. 2),



Rys. 1. Pompa wirowa wielotarczowa
1 - wirnik wielotarczowy, 2 - wał, 3 - kadłub, 4 - pokrywa

który składa się z szeregu płaskich, gładkich tarcz ułożonych prostopadle lub skośnie względem osi wału w odpowiednich od siebie odległościach. Przekazywanie energii z wirnika do cieczy odbywa się w wyniku występowania w cieczy i na ściankach tarcz naprężeń stycznych.

Pompy wielotarczowe w porównaniu do pomp z wirnikami łopatkowymi mają szereg zalet:

- wirnik wielotarczowy ma prostą budowę i technologię wykonania, a więc niski koszt produkcji. Technologia wykonania umożliwia dokładne dobranie pompy do parametrów układu pompowego,
- brak łopatek wpływa na zmniejszenie hałasu, na lepsze własności ssawne, umożliwia pompowanie roztworów koloidalnych (np. płyny fizjologiczne) bez obawy o ich uszkodzenie,
- przy pompowaniu cieczy o większych lepkościach uzyskuje się wyższe sprawności hydrauliczne,
- osiągają wysokie sprawności hydrauliczne również przy bardzo małych wydajnościach.

Do podstawowych wad pomp wielotarczowych należy zaliczyć:

- niską sprawność całkowitą,
- możliwość "zatykania" się otworu dopływowego wirnika wydzielającymi się gazami zawartymi w cieczy,
- przy stosowaniu wąskich szczelin międzytarczowych, możliwość ich zatykania zanieczyszczeniami zawartymi w cieczy.

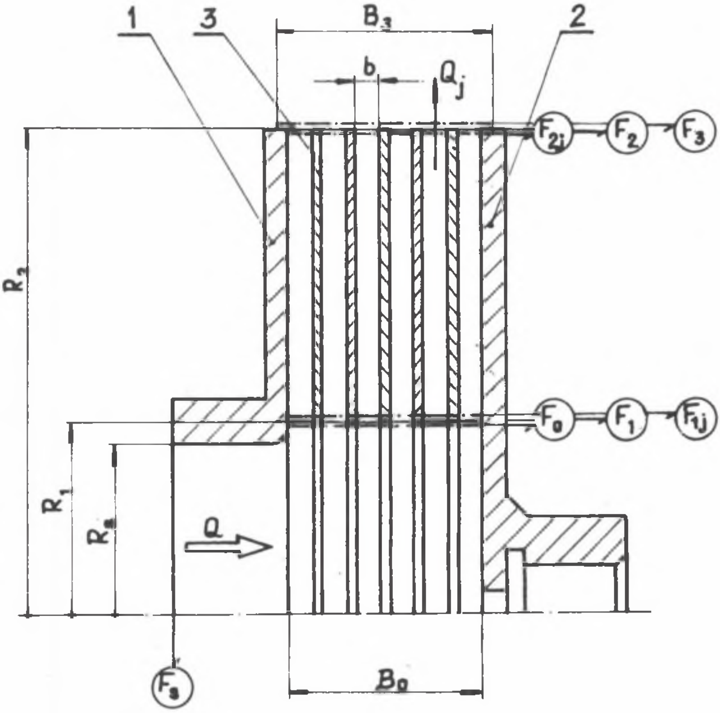
Uwzględniając zalety tych pomp oraz możliwości ich stosowania w krajowym przemyśle, podjęto prace naukowo-badawcze nad pompami wielotarczowymi. Ponieważ elementem istotnie nowym jest wirnik wielotarczowy, w pierwszej kolejności opracowano zagadnienie obliczania jego charakterystyk. Rozważania ograniczono do wyznaczania charakterystyk:

- przepływu $H = f(Q)$,
- mocy $N = f(Q)$,
- sprawności $\eta = f(Q)$.

2. Model fenomenologiczny wirnika wielotarczowego

Wirnik wielotarczowy to obszar ograniczony powierzchniami F_s, F_3 wieńca przedniego i tylnego (rys. 2). Elementem roboczym wirnika jest j jednakowych, równolegle połączonych szczelin o wymiarach R_1, R_2, b utworzonych przez j-1 tarcz o grubościach g_r.

Ciecz o natężeniu Q, dopływa do wirnika osiowo przez powierzchnię F_s z prędkością $\bar{c}_s$. Przepływ w tym obszarze może być turbulentny, mieszany, bądź laminarny. Między powierzchniami F_s i F_o ciecz zmienia kierunek z osiowego na promieniowy. W obszarze dopływowym szczeliny między powierzchniami F_o i F_{1j}, jak wykazują badania [5, 9] występuje zawsze przepływ



Rys. 2. Schemat wirnika wielotarczowego
1 - wieniec przedni, 2 - tarcza, 3 - wieniec tylny

turbulentny bądź mieszany. Na powierzchni F_0 wektor prędkości $\bar{c}_0$ posiada tylko składową promieniową. Przy przepływie cieczy od powierzchni F_0 do powierzchni F_1 następuje podział strumienia Q na j strumieni Q_j i wzrost prędkości z $\bar{c}_0$ na $\bar{c}_1$ wynikający ze zmniejszania przekroju przepływowego. Na powierzchni F_1 wektor prędkości $\bar{c}_1$ posiada nadal tylko składową promieniową c_{r1}. W szczelinie roboczej wirnika między powierzchniami F_1 i F_{1j} kształtuje się wektor prędkości $\bar{c}_{1j}$ o składowych: promieniowej c_{r1j}, obwodowej c_{u1j} i osiowej c_{z1j} oraz następuje zmiana rodzaju przepływu.

Przepływ cieczy w szczelinie roboczej wirnika między powierzchniami F_{1j} i F_{2j}, dla praktycznie stosowanych parametrów pracy i wymiarów szczeliny, jest laminarny [3, 5, 6]. W obszarze tym mamy przyrost energii cieczy. Na

powierzchni F_{2j} mamy wektor prędkości $\bar{c}_{2j}$ o składowych c_{r2j}, c_{u2j} i c_{z2j}. W obszarze odpływowym szczeliny roboczej wirnika między powierzchniami F_{2j} i F_3 przepływ jest turbulentny bądź mieszany [5].
Przy przepływie cieczy od powierzchni F_2 do powierzchni F_3 następuje wymieszanie j strumieni Q_j tak, że z wirnika do kierownicy wypływa ciecz o natężeniu Q. Gwałtowna zmiana przekroju przepływowego z F_2 na F_3 powoduje spadek prędkości cieczy z $\bar{c}_2$ na $\bar{c}_3$. Na powierzchni F_3 po wymieszaniu strumieni Q_j mamy wektor prędkości $\bar{c}_3$ o składowych: promieniowej c_{r3} i obwodowej c_{u3}.

3. Model matematyczny wirnika wielotarczowego

Różnorodny charakter przepływu cieczy przez wirnik wielotarczowy stwarza poważne trudności w zbudowaniu jednolitego modelu matematycznego. Przedstawiony niżej model matematyczny wirnika ujmuje zagadnienie przepływu cieczy przez wirnik w skali makro, to znaczy opisuje zależność między parametrami pracy wirnika (Q, H, N, η). Nie opisuje natomiast zmian w skali mikro, to znaczy zmian parametrów przepływu (p, $\bar{c}$) w całym obszarze wirnika.

3.1. Założenia

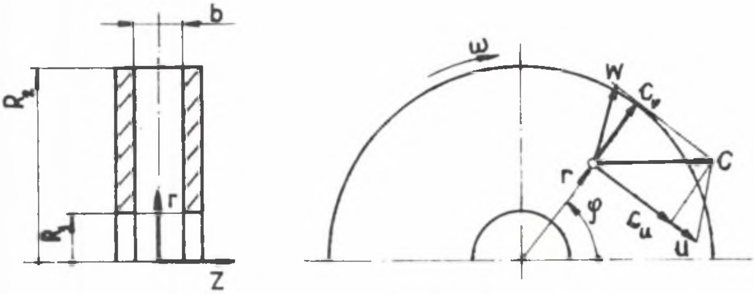
W modelu matematycznym przyjęto, że strumień cieczy o natężeniu Q rozdziela się na j jednakowych strumieni Q_j tak, że

$$Q = j\,Q_j. \tag{1}$$

Przyjęcie takiego założenia potwierdzają wyniki badań laboratoryjnych pompy z wirnikiem wielotarczowym o liczbie szczelin j = 1, 2, 3 i 4 przedstawione w pracach [2, 10].

Między powierzchniami F_s i F_1 analizowany jest przepływ turbulentny. Jak wykazały badania doświadczalne [4, 5, 9], przejście przepływu turbulentnego w laminarny w obszarze dopływowym szczeliny między powierzchniami $F_e - F_{1j}$ następuje na małym odcinku tak, że na promieniu R_{1j} = (1,1 do 1,2) R_1 mamy przepływ laminarny, a wektor prędkości $\bar{c}_{1j}$ ma trzy składowe.
Promień R_{1j} dla danych wymiarów geometrycznych szczeliny R_1, b jest tym większy, im większe jest natężenie przepływu Q_j. Ponieważ nie jest znana dokładna zależność między promieniem R_{1j} a promieniem R_1, szerokością b i natężeniem przepływu Q_j, dlatego w modelu przyjęto:

$$R_e = R_1 = R_{1j} \tag{2}$$



Rys. 3. Szczelina robocza wirnika

W szczelinie roboczej wirnika (rys. 3) utworzonej przez dwie współosiowe, równoległe, płaskie i gładkie tarcze wirujące ze stałą prędkością kątową ω analizowany jest przepływ:

- laminarny,
- ustalony,
- cieczy newtonowskiej o stałej gęstości ρ i lepkości ϑ,
- osiowosymetryczny,
- symetryczny względem płaszczyzny równoległej do tarcz i przechodzącej przez środek ich odległości b,
- dla szerokości b dużo mniejszych od promienia r,
- z pominięciem sił ciężkości.

Strefa przepływów turbulentnych i mieszanych na odpływie z szczeliny, według badań doświadczalnych przedstawionych w pracy [5] sięga w głąb szczeliny. Brak danych o wielkości tej strefy uniemożliwia dokładne określenie promieni R_{2j} i R_3 odpowiadających powierzchniom F_{2j} i F_3. W modelu matematycznym przyjęto

$$R_{2j} = R_2 = R_3 \tag{3}$$

3.2. Określenie użytecznej wysokości podnoszenia wirnika wielotarczowego H

Użyteczną wysokość podnoszenia wirnika wielotarczowego H obliczamy z uwzględnieniem strat przepływu w całym obszarze wirnika

$$H = H_j - \sum \Delta h_{s-3} \tag{4}$$

Użyteczna wysokość podnoszenia szczeliny H_j jest przyrostem strumienia energii (mocy) na jednostkę ciężaru przepływającej cieczy

$$H_j = \frac{\dot{E}(R_2) - \dot{E}(R_1)}{Q_j\, g\rho}, \tag{5}$$

gdzie:

$$Q_j = 2 \int_0^{b/2} 2\pi r\, c_r(r,z)\,dz \tag{6}$$

Strumień energii $\dot{E}(r)$ jest sumą strumienia energii potencjalnej

$$\dot{E}_p(r) = p(r)Q_j \tag{7}$$

i kinetycznej

$$\dot{E}_k(r) = 2 \int_0^{b/2} 2\pi r \varrho\, c_r(r,z)\, \frac{\bar{c}^2(r,z)}{2}\,dz \tag{8}$$

Parametry przepływu $p(r)$, $\bar{c}(r,z)$ wyznaczamy rozwiązując równania ruchu laminarnego cieczy lepkiej w szczelinie (rys. 3): równanie Naviera-Stokesa i równanie ciągłości przepływu. Uwzględniając wyszczególnione wcześniej założenia otrzymamy następującą uproszczoną bezwymiarową formę tych równań

$$c_r^* \frac{\partial c_r^*}{\partial r^*} + c_z^* \frac{\partial c_r^*}{\partial z^*} - \frac{c_u^{*2}}{r^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{1}{Re}\frac{\partial^2 c_r^*}{\partial z^{*2}}$$

$$c_r^* \frac{\partial c_u^*}{\partial r^*} + c_z^* \frac{\partial c_u^*}{\partial z^*} + \frac{c_r^* c_u^*}{r^*} = \frac{1}{Re}\frac{\partial^2 c_u^*}{\partial z^{*2}} \tag{9}$$

$$\frac{\partial p^*}{\partial z^*} = 0$$

$$\frac{\partial c_r^*}{\partial r^*} + \frac{c_r^*}{r^*} + \frac{\partial c_z^*}{\partial z^*} = 0 \tag{10}$$

gdzie:

$$r^* = \frac{r}{R_1}, \quad z^* = \frac{z}{b} \tag{11}$$

$$c_r^* = \frac{c_r}{\omega R_1}, \quad c_z^* = \frac{c_u}{\omega R_1}, \quad c_z^* = \frac{c_z}{\omega b}, \quad p^* = \frac{p}{\varrho \omega^2 R_1^2} \tag{12}$$

$$Re = \frac{b^2\omega}{\nu}. \tag{13}$$

Układ równań (9), (10) rozwiązuje się przy następujących warunkach brzegowych:

- na powierzchniach wirujących tarcz

$$
\begin{aligned}
c_r^* \left(r^*, \pm \tfrac{1}{2}\right) &= 0,\\
c_u^* \left(r^*, \pm \tfrac{1}{2}\right) &= r^*,\\
c_z^* \left(r^*, \pm \tfrac{1}{2}\right) &= 0,
\end{aligned}
\tag{14}
$$

- w środku symetrii szczeliny

$$
\begin{aligned}
\frac{\partial c_r^*}{\partial z^*} (r^*, 0) &= 0,\\
\frac{\partial c_u^*}{\partial z^*} (r^*, 0) &= 0,\\
\frac{\partial c_z^*}{\partial z^*} (r^*, 0) &= 0.
\end{aligned}
\tag{15}
$$

Równania ruchu (9) rozwiązano analitycznie za pomocą szeregów wprowadzając funkcję prądu Ψ spełniającą warunek ciągłości przepływu (10)

$$
\begin{aligned}
c_r^* &= \frac{1}{r^*} \frac{\partial \Psi}{\partial z^*},\\
c_z^* &= \frac{1}{r^*} \frac{\partial \Psi}{\partial r^*},
\end{aligned}
\tag{16}
$$

a następnie przedstawiając tę funkcję, prędkości i ciśnienia w postaci szeregów:

$$
\begin{aligned}
\Psi &= r^{*2} f_{-1}(z^*) + r^* f_o(z^*) + f_1(z^*) + \frac{f_2(z^*)}{r^*} + \ldots + \frac{f_n(z^*)}{r^{*n-1}} + \ldots\\
c_r^* &= r^* f_{-1}(z^*) + f_o(z^*) + \frac{f_1(z^*)}{r^*} + \frac{f_2(z^*)}{r^{*2}} + \ldots + \frac{f_n(z^*)}{r^{*n}} + \ldots\\
c_u^* &= r^* g_{-1}(z^*) + g_o(z^*) + \frac{g_1(z^*)}{r^*} + \frac{g_2(z^*)}{r^{*2}} + \ldots + \frac{g_n(z^*)}{r^{*n}}\\
c_z^* &= -2 f_{-1}(z^*) - \frac{f_o(z^*)}{r^*} + \frac{f_2(z^*)}{r^{*3}} + \frac{2f_3(z^*)}{r^{*4}} + \ldots + (n-1) \frac{f_n(z^*)}{r^{*(n+1)}}\\
p^* &= r^{*2} h_{-2}(z^*) + r^* h_{-1}(z^*) + h(z^*) + h_o \ln r^* + \frac{h_1(z^*)}{r^*} + \ldots + \frac{h_n(z^*)}{r^{*n}}
\end{aligned}
\tag{17}
$$

Rozwiązanie układu równań (17) prowadzące do wyznaczenia funkcji f_n, g_n i h_n, opracowano w oparciu o koncepcję przedstawioną w pracy [7]. Program obliczeń numerycznych umożliwia wyznaczenie prędkości $\bar{c}$ i przyrostu ciśnienia $\Delta p = p(r) - p(R_1)$ w funkcji parametrów rozwiązania: liczby Reynolds'a Re (13) i liczby przepływu U_1

$$\begin{aligned} c_r &= c_r(r,z,Re,U_1) \\ c_u &= c_u(r,z,Re,U_1) \\ c_z &= c_z(r,z,Re,U_1) \\ \Delta p &= p(R_1,r,Re,U_1) \end{aligned} \tag{18}$$

gdzie:

$$U_1 = \frac{2\int_0^{b/2} c_r\,(R_1,z)dz}{\omega R_1\, b} = \frac{Q_1}{2\pi R_1^2 \omega b} \tag{19}$$

Wysokość strat w wirniku $\sum \Delta h_{s-3}$ jest sumą strat w obszarze dopływowym i odpływowym szczelin

$$\sum \Delta h_{s-3} = \Delta h_{11} + \Delta h_{12} + \Delta h_{13} + \Delta h_{21} + \Delta h_{22} \tag{20}$$

Strata zmiany kierunku przepływu z osiowego na promieniowy h_{11} zależy od wymiarów szyi, ukształtowania tarczy przedniej i szerokości wirnika

$$h_{11} = \xi_1 \frac{c_s^2}{2g} \tag{21}$$

gdzie:

$$c_s = \frac{Q}{\pi R_s^2} \tag{22}$$

W obliczeniach przyjęto współczynnik strat miejscowych $\xi_1 = 1$. Stratę przyspieszenia przepływu Δh_{12} obliczamy jako nagłe zmniejszenie przekroju przepływowego

$$\Delta h_{12} = 0{,}5\left(\frac{F_1}{F_o} - 1\right)^2 \frac{c_{r1m}^2}{2g} \tag{23}$$

gdzie:

$$F_o = 2 R_1\pi[j b + (j-1) g_r] \tag{24}$$

$$F_1 = 2\pi R_1 j b \tag{25}$$

$$c_{r1m} = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q_j}{2\pi R_1 b} \tag{26}$$

Strata Δh_{13} kształtowania wektora prędkości $\bar{c}_{1j}$ jest sumą straty formowania profilu prędkości w kierunku promieniowym i straty "uderzenia", wynikającej z wejścia cieczy do układu ruchomego

$$\Delta h_{13} = \Delta h_{1p} + \Delta h_{1u} \tag{27}$$

Stratę formowania profilu prędkości w kierunku promieniowym Δh_{1p} wyznaczamy jako różnicę ciśnień na powierzchniach F_1 i F_{1j}

$$\Delta h_{1p} = \frac{p_1 - p_{1j}}{\varrho g} \tag{28}$$

Różnicę ciśnień $p_1 - p_{1j}$ obliczamy z zasady pędu

$$(p_1 - p_{1j})\, 2\pi R_1 b = 2.2\pi R_1 \varrho \int_0^{b/2} c_{r1}^2\, dz - Q_j \varrho c_{r1m} \tag{29}$$

Podstawiając do wzoru (29) $Q_j = 2\pi R_1 b\, c_{r1m}$ otrzymamy ostatecznie wzór na stratę Δh_{1p} w postaci

$$\Delta h_{1p} = \frac{2}{b \cdot g} \int_0^{b/2} c_{r1}^2\, dz - \frac{c_{r1m}^2}{g} \tag{30}$$

Stratę uderzenia Δh_{1u} wyznaczamy jako różnicę momentów obrotowych cieczy przepływającej przez powierzchnię F_1 i F_{1j}

$$\Delta h_{1u} = \frac{(M_{1j} - M_i)\omega}{Q_j \varrho g} \tag{31}$$

Przyjmując dopływ cieczy do szczeliny bez wstępnego zawirowania (krętu) podstawiamy

$$M_1 = 0 \tag{32}$$

Moment M_{1j} obliczamy jako pochodną krętu względem czasu

$$d\, M_{1j} = R_1\, c_{1u} \varrho\, d\, Q_j \tag{33}$$

Po podstawieniu $d\, Q_j = 2\pi R_1\, c_{r1}\, dz$ i całkowaniu, otrzymamy

$$M_{1j} = 4\pi R_1^2 \varrho \int_0^{b/2} c_{u1}\, c_{r1}\, dz \tag{34}$$

i ostatecznie

$$\Delta h_{1u} = \frac{2 R_1 \omega}{c_{r1m}\, g\, b} \int_0^{b/2} c_{r1}\, c_{u1}\, dz \tag{35}$$

Podczas wyrównywania profilu prędkości na wypływie z wirnika następuje zamiana części energii kinetycznej w energię potencjalną (ciśnienia). Ponieważ prędkość cieczy c_{r2} w kierunku promieniowym, na którym następuje zamiana energii jest mała oraz niewielka część energii kinetycznej jest zamieniana w energię ciśnienia przyjęto, że proces wyrównywania odbywa się bez strat, tak więc

$$\Delta h_{21} = 0 \tag{36}$$

Stratę Δh_{22} zmiany przekroju przepływowego z F_2 na F_3 obliczamy wzorem Borda-Carnota

$$\Delta h_{22} = \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)^2 \frac{c_{r2m}^2}{2 g} \tag{37}$$

gdzie:

$$F_2 = j\, 2\pi R_2\, b \tag{38}$$

$$F_3 = 2\pi R_2 B_3 = 2\pi R_2 (j\, b + j\, g_r) \tag{39}$$

$$c_{r2m} = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q_j}{2\pi R_2\, b} \tag{40}$$

3.3. Określenie mocy pobieranej przez wirnik wielotarczowy N

Moc pobierana przez wirnik wielotarczowy N jest sumą mocy pobieranych przez j szczelin, każda o wartości N_j i mocy brodzenia N_{br} zewnętrznych powierzchni tarcz wirnika

$$N = j\, N_j + N_{br}. \tag{41}$$

Moc dostarczona do szczeliny N_j przy przepływie cieczy od promienia R_1 do R_2 wynosi

$$N_j = 2 \int_{R_1}^{R_2} \omega\, d\, M_j(r). \tag{42}$$

Moment obrotowy M_j jest wynikiem występowania siły tarcia T_j na powierzchniach tarcz

$$d\, M_j(r) = r\, d\, T(r). \tag{43}$$

Dla cieczy newtonowskiej siła tarcia jest określona wzorem

$$d\,T_j(r) = 2\pi\, r \varrho\, \vartheta \left(\frac{\partial w_u}{\partial z}\right)_{z=b/2} dr \tag{44}$$

gdzie:

$$w_u\,(r,z) = u(r) - c_u(r,z) \tag{45}$$

Po podstawieniu i uporządkowaniu otrzymamy ostatecznie wzór określający moc dostarczoną do szczeliny

$$N_j = 4\pi \varrho \omega \vartheta \int_{R_1}^{R_2} r \left(\frac{\partial w_u}{\partial z}\right)_{z=b/2} dr \tag{46}$$

Moc brodzenia uwzględniono w bilansie mocy pobieranej przez wirnik wielotarczowy, ponieważ:

- wirnik wielotarczowy zawsze będzie posiadał wieniec przedni i tylny, w odróżnieniu od wirników łopatkowych, które mogą być zamknięte (z wieńcami), półotwarte bądź otwarte,
- dla małych pomp bądź przy pompowaniu cieczy o dużych lepkościach moc brodzenia jest znaczącym składnikiem w bilansie mocy wirnika (pompy).

W przykładach obliczeniowych moc brodzenia N_{br} wyznaczono z wzoru Schultza-Grunowa [11]

$$N_{br} = 1,35 \cdot 10^{-3} \varrho\, u_2^3\, D_2^2 \left(\frac{D_2\, u_2}{\vartheta}\right)^{1/5} \tag{47}$$

W obliczeniach dokładniejszych, kiedy znane jest położenie wirnika względem kadłuba moc brodzenia należałoby obliczać wzorami Daily'ego-Necea [1].

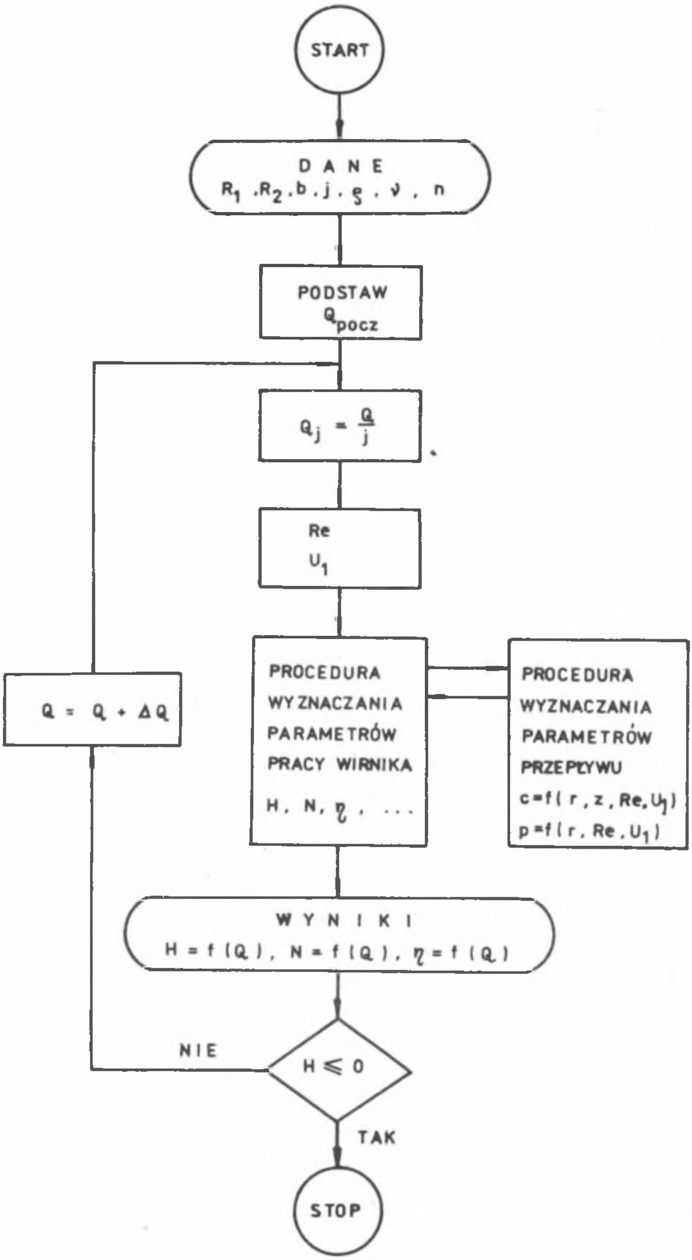
3.4. Określenie sprawności wirnika wielotarczowego

Sprawność wirnika wielotarczowego zdefiniowano jako iloraz mocy użytecznej N_u i mocy pobieranej przez wirnik N:

$$\eta = \frac{N_u}{N} = \frac{Q\,H\,\varrho\,g}{J\,N_j + N_{br}} \tag{48}$$

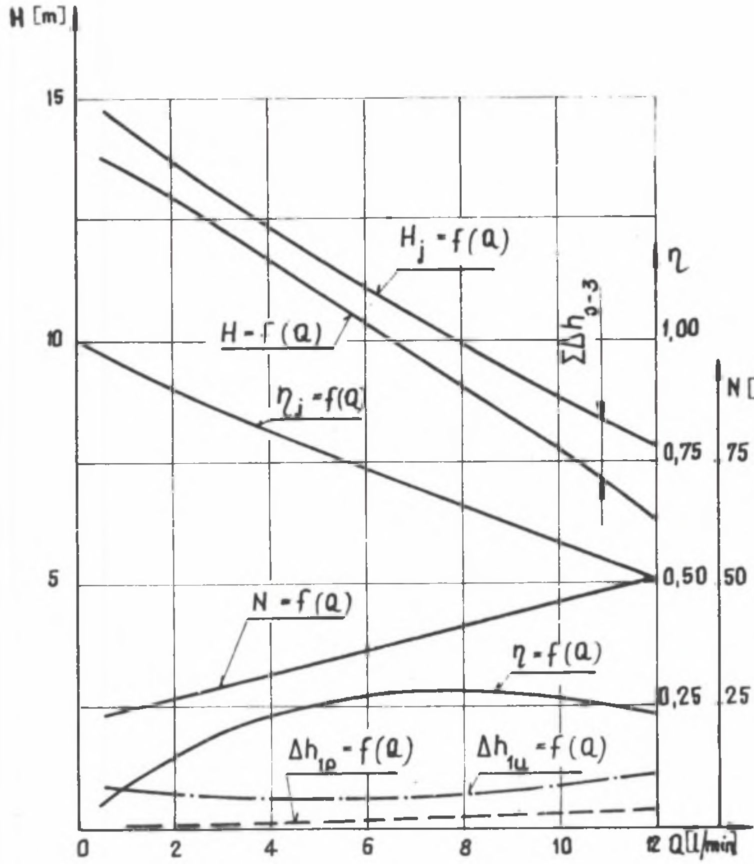
Określenie sprawności η bez uwzględnienia mocy brodzenia zawęża stosowanie sprawności jako kryterium porównywania wirników do przypadku wirników o tym samym promieniu zewnętrznym i cieczy o tych samych własnościach.

4. Program i przykłady obliczeniowe

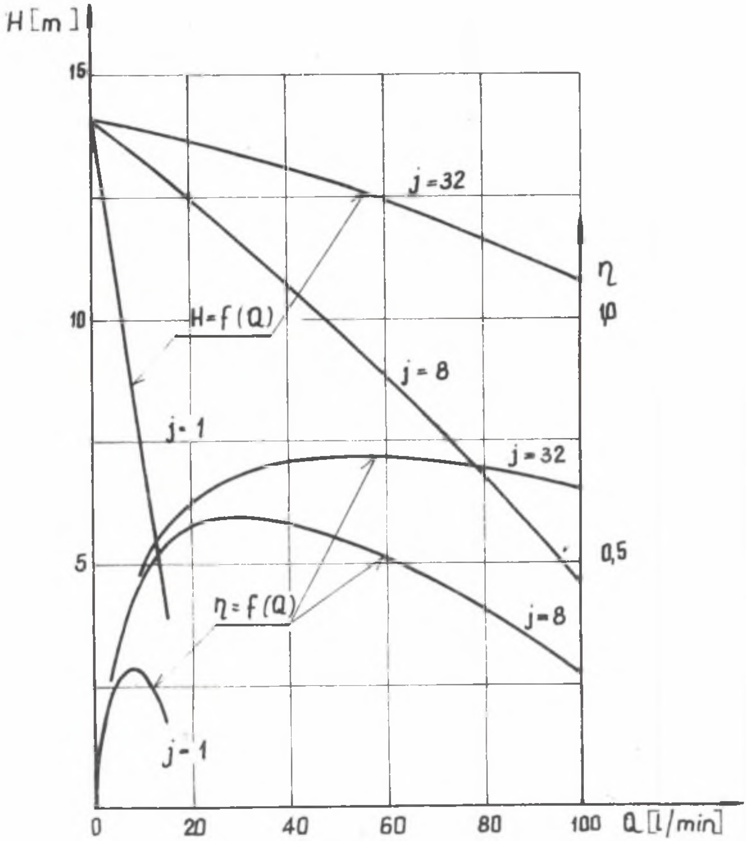


Rys. 4. Schemat blokowy obliczania charakterystyk wirnika

Na rysunku 4 przedstawiono ogólny schemat blokowy obliczania charakterystyk przepływu $H = f(Q)$, mocy $N = f(Q)$ i sprawności $\eta = f(Q)$ wirnika wielotarczowego. Dane wejściowe do obliczeń muszą zawierać informacje o wymiarach wirnika, właściwościach pompowanej cieczy i prędkości obrotowej. Program zawiera dwie podstawowe procedury: procedurę wyznaczania parametrów przepływu $(\bar{c}, p)$ oraz procedurę wyznaczania parametrów pracy wirnika $(H, N, \eta \ldots)$. Zmienna niezależna Q zadawana jest z ustalonym, niekoniecznie stałym krokiem ΔQ. Proces podstawiania może być zakończony, gdy wysokość podnoszenia $H \leqslant 0$ (jak pokazano na schemacie) lub, gdy sprawność przekroczy wartość $\eta = \eta_{max}$.



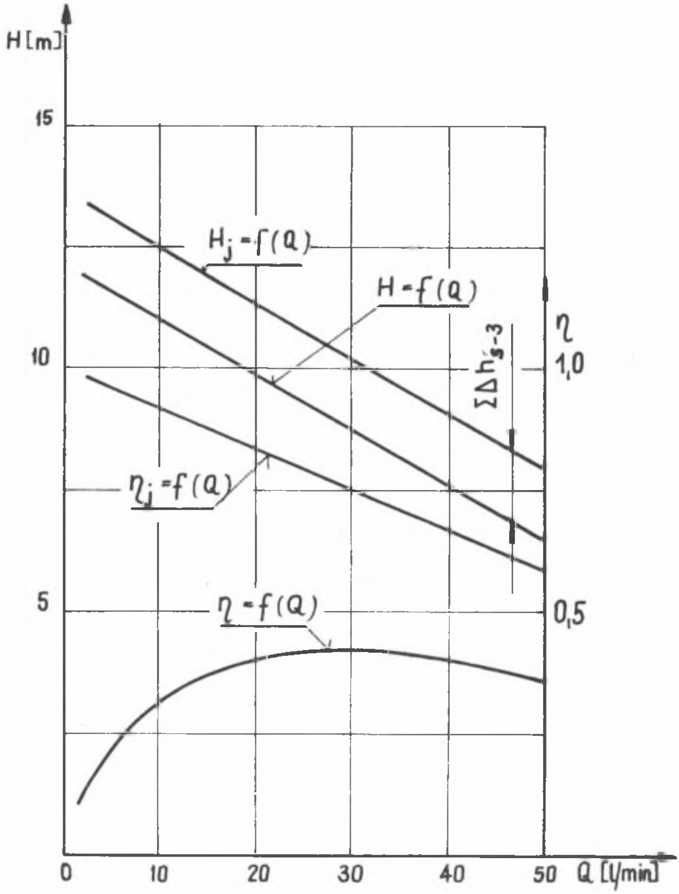
Rys. 5. Charakterystyki jednoszczelinowego wirnika o wymiarach: $R_s = R_1 = 10$ mm, $R_2 = 40$ mm, $b = 0{,}8$ mm, $g_T = 0{,}8$ mm przy stałej prędkości obrotowej $n = 3000$ obr/min, ciecz robocza; olej ($\rho = 980\ kg/m^3$, $\nu = 40.10^{-6}\ m^2/s$)



Rys. 6. Charakterystyki wirników wielotarczowych o wymiarach: $R_s = R_1 = 10$ mm, $R_2 = 40$ mm, b = 0,8 mm, $s_r = 0,8$ mm przy stałej prędkości obrotowej n = 3000 obr/min i różnej liczbie szczelin j = 1, 8, 32, ciecz robocza; olej ($\varrho = 980$ kg/m^3, $\vartheta = 40 \cdot 10^{-6}$ m^2/s)

Przykłady obliczeniowych charakterystyk wirnika wielotarczowego przedstawiono na rysunkach 5, 6 i 7.

Na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki wirnika jednoszczelinowego. Wpływ liczby szczelin na charakterystyki wirnika pokazano na rysunku 6. Charakterystyki wirnika trójszczelinowego dla cieczy o dużej lepkości, przedstawiono na rysunku 7. Na rysunkach 5 i 7 przedstawiono również charakterystyki wirnika $H_j = f(Q)$ i $\eta_j = f(Q)$, obliczone bez uwzględnienia strat w obszarach dopływowym i odpływowym wirnika.



Rys. 7. Charakterystyki wirnika trójszczelinowego o wymiarach: $R_s = R_1 = 12{,}5$ mm, $R_2 = 40$ mm, $b = 2$ mm, $s_r = 0{,}8$ mm, $j = 3$ przy stałej prędkości obrotowej $n = 2900$ obr/min, ciecz robocza: gliceryna ($\varrho = 1260$ kg/m^3, = $\vartheta = 620.10^{-6}$ m^2/s)

5. Uwagi końcowe

W literaturze przedmiotu parametry pracy wirnika wielotarczowego określane są wyłącznie parametrami przepływu cieczy przez szczelinę, bez uwzględnienia wpływu obszaru dopływowego i odpływowego. Zaproponowany model matematyczny wirnika pozwala uzyskać wyniki bardziej zbliżone do modelu fizycznego dzięki uwzględnieniu strat w obszarach dopływowym i odpływowym oraz powiązaniu tych strat z cechami geometrycznymi wirnika i własnościami przepływającej cieczy.

Zakres stosowania przedstawionego modelu wynika z założeń sformułowanych w punkcie 3.1 oraz właściwości przybliżonego analitycznie rozwiązania równań ruchu cieczy w szczelinie.

Badania laboratoryjne [8] doświadczalnej pompy wirowej odśrodkowej z wirnikiem wielotarczowym wykazały adekwatność modelu matematycznego do wyników tych badań.

LITERATURA

1. Daily J.W., Nece R.E.: Chamber Dimension Effects of Enclosed Rotating Disks, Trans. ASME, vol. 82, seria D, nr 1, 1960.
2. Grabovskij A.M., Ivanov K.F., Cabiev O.N.: Issledovanije diskovogo nasosa dlja perekačivanija vjazkoj židkosti, Izd. Streitielstvo i Architektura, nr 2, 1974.
3. Hasinger S.H., Kehrt L.G.: Investigation of a Shear Force Pump. ASME, vol. 85, seria A, nr 3, 1963.
4. Murata S., Miyake Y. and Lemoto Y.: A study on a disk friction pump (1st report, Theoretical analysis for flow between corotating disk), Bull. JSME, vol. 19, nr 128, 1976.
5. Murata S., Miyake Y., Lemoto Y., Akasawa H., Sagawa S., Fujita H., Yamaji C.: A study on a disk friction pump (2nd)report, Experiments on flow trough corotating disks and pump performance), Bull. JSME, vol. 19, nr 136, 1976.
6. Pater L.L., Growther E., Rice W.: Flow regime definition for flow between corotating disks, Trans. ASME vol. 96, seria I, nr 1, 1974.
7. Poube I.L., Kreith F.: Écoulement permanent d'un fluide visquex incompressible entre deux disques paralléles an rotation, Journ. de Mecanique, vol. 5, nr 2, 1966.
8. Rduch J.: Dobór geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika wielotarczowego pompy wirowej krętnej odśrodkowej, praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1982.
9. Sawatzki O., Köhler M.: Untersuchungen an einer Reibungspumpe. Maschinenmarkt 76, 1970.
10. Vasilcov E.A., Nievielič V.V.: Germatičeskije elektronasosy. Izd. Mašinostrojenie, Leningrad 1968.
11. Weber F.J.: Arbeitsmaschinen. Kreiselpumpen und Kreiselverdichter,VEB Verlag, Technik Berlin, 1962.

Recenzent: prof. dr inż. Władysław Krzyżanowski

Wpłynęło do Redakcji w sierpniu 1983 r.

Ważniejsze oznaczenia

b – szerokość szczeliny, odstęp między dwoma tarczami
B – szerokość wirnika
c – prędkość bezwzględna
E – strumień energii
g – przyspieszenie ziemskie
g_T – grubość tarczy
H – użyteczna wysokość podnoszenia
Δh – wysokość strat
j – liczba szczelin
M – moment sił
n – prędkość obrotowa
N – moc
N_{br} – moc brodzenia
Q – wydajność, objętościowe natężenie przepływu
p – ciśnienie
r – współrzędna cylindrycznego układu współrzędnych
R – promień
Re – liczba Reynolds'a
T – siła tarcia
U – liczba przepływu
u – prędkość unoszenia, prędkość obwodowa
w – prędkość względna
z – współrzędna cylindrycznego układu współrzędnych
η – sprawność
ν – kinematyczny współczynnik lepkości
ρ – gęstość
ψ – funkcja prądu
ω – prędkość kątowa

Wskaźniki dolne

1 – krawędź dopływowa szczeliny
2 – krawędź odpływowa szczeliny
j – parametry pojedynczej szczeliny
m – wartość średnia
r – promieniowy
u – obwodowy, unoszenia
z – osiowy

Wskaźniki górne

$*$ – wielkość bezwymiarowa

РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОДИСКОВОГО РОТОРА

Р е з ю м е

В работе на основании полученной математической модели многодискового ротора определены параметры потока, мощности и к.п.д этого ротора. Модель учитывает несколько параллельно соединённых рабочих зазоров а также окрестность притока и сплыва из зазоров. Теоретические рассуждения проиллюстрированы расчётными примерами.

CALCULATION OF MULTIPLE-DISK ROTOR PERFORMANCE

S u m m a r y

A mathematical model is used to calculate the multiple-disk rotor performance. The model takes into consideration flow fluid between parallel corotating disks and in the region near the inner and the outer periphery of disks. The analitical consideration has been completed by calculation examples.