ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1974

Seria: Energetyka z. 52 Nr kol. 419

Jerzy Szymański

Instytut Maszyn i Urządzeń
Energetycznych

WSPÓŁZALEŻNOŚĆ I PROPORCJONALNOŚĆ WYMIARÓW WIRNIKA POMPY WIROWEJ ODŚRODKOWEJ

Streszczenie. Artykuł omawia metodę obliczania podstawowych wymiarów pomp wirowych odśrodkowych za pomocą współczynników bezwymiarowych. Wartości tych współczynników są uzależnione od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności n_{sQ} w granicach od n_{sQ} = 10 do 80.

Metodę tę można również stosować przy sprawdzaniu obliczenia wirnika pompy wirowej przeprowadzonego metodą ogólnie stosowaną.

1. Wstęp

Dla uniknięcia niedokładności w obliczaniu wirników pomp wirowych odśrodkowych, występujących często wskutek dowolnego dobierania współczynników, przy określaniu poszczególnych parametrów wirnika według ogólnie przyjętej metody, otrzymane wyniki powinny być sprawdzone. W tym celu można posłużyć się metodą bezwymiarowych współczynników, wynikających z wzajemnej współzależności poszczególnych wymiarów wirnika.

Konstruktorzy często przy obliczaniu wirników posługują się następującymi zależnościami:

K_{u2} przy obliczaniu prędkości unoszenia $u_2 = K_{u2}\sqrt{2gH}$

K_{D2} przy obliczaniu średnicy zewnętrznej wirnika $D_2 = K_{D2}\frac{\sqrt{H}}{n}$

K_{B2} przy obliczaniu szerokości wypływu z wirnika $B_2 = K_{B2}\frac{\sqrt{H}}{n}$

K_{B1} przy obliczaniu szerokości dopływu na łopatki wirnika $B_1 = K_{B1}\frac{\sqrt{H}}{n}$

K_{De} przy obliczaniu średnicy zastępczej wirnika $D_e = K_{De}\frac{\sqrt{H}}{n}$

oraz zależnościami poszczególnych wymiarów liniowych jak:

$$K = \frac{B_2}{D_2}; \quad K' = \frac{B_1}{D_2}; \quad K'' = \frac{D_e}{D_2} \text{ itd.}$$

Stosuje się również wyróżnik wysokości podnoszenia, określony wzorem $\Psi = 2gH/u_2^2$. Wszystkie podane powyżej zależności nie są związane z wyróżnikiem szybkobieżności n_{sQ}, a tylko w pewnej mierze uzależnione od stosun-

ku średnic D_2/D_1, liczby łopatek i zmiany kąta β_2 podawanej w dość sze rokich granicach. To samo dotyczy i sprawności pompy.

Takie luźne ujęcie granic ich stosowalności często jest przyczyną niedokładnego obliczenia wirnika, w wyniku czego albo nie uzyskuje się założonych parametrów pompy albo też skonstruowana pompa osiąga po wykonaniu mniejszą sprawność. Stąd zachodzi konieczność uzależnienia od n_{sQ} podstawowych wymiarów wirnika, podobnie jak przy średnicy wału pompy [4] i zakresu stosowalności współczynników, przyjmowanych przy obliczaniu wirnika metodą ogólnie stosowaną [5].

Dotyczy to przede wszystkim:

1) zależności między kątami dopływu β_1 i odpływu β_2 z łopatek wirnika, wynikającej z ich wymiarowej współzależności,

2) przewężenia zachodzącego w obszarze dopływu φ_o' i współczynnika przewężenia φ_o,

3) proporcjonalności stosunku średni $(D_o/D_2)^2$ przy występujących stosunkach prędkości w_2/u_2 oraz w_3/u_2,

4) obliczenia wartości $\xi_w = w_1/w_2$ i $\xi'_w = w_1/w_3$, [6]

5) praktycznego zastosowania wyróżnika podnoszenia.

Rozważania te można przeprowadzić w oparciu o równanie przepływu cieczy przez łopatki wirnika w postaci

$$2\pi R_1 B_1 \varphi_1 c_1 \sin\alpha_1 = 2\pi R_2 B_2 \varphi_2 w_2 \sin\beta_2 \tag{1}$$

lub też

$$2\pi R_1 B_1 \varphi_1 w_1 \sin\beta_1 = 2\pi R_2 B_2 \varphi_2 w_2 \sin\beta_2 \tag{2}$$

gdzie φ_1 i φ_2 są współczynnikami przesłonięcia dopływu i odpływu z wirnika.

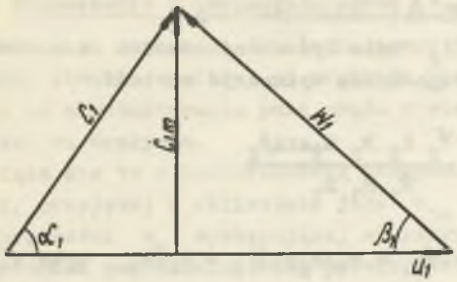
2. Zależność między kątami dopływowymi i odpływowymi z łopatek wirnika

2.1. Zależność między kątami dopływowymi

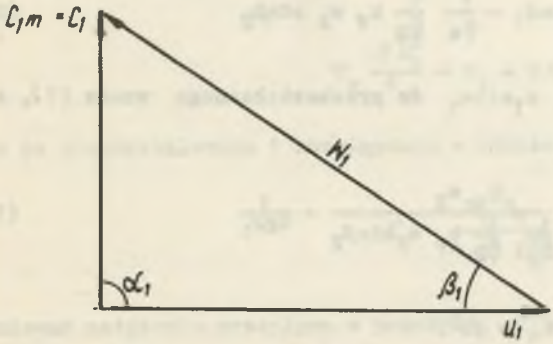
Rozpatrując zależności zachodzące między kątami α_1 i β_1, wynikające z trójkąta prędkości na dopływie do wirnika (rys. 1), można napisać

$$\mathrm{ctg}\alpha_1 = \frac{u_1}{w_1}\frac{1}{\sin\beta_1} - \mathrm{ctg}\beta_1 \tag{3}$$

gdzie $\mathrm{ctg}\alpha_1 = c_1\cos\alpha_1/c_1\sin\alpha_1$ oraz $c_1\cos\alpha_1 = u_1 - w_1\cos\beta_1$ a $c_1\sin\alpha_1 = w_1\sin\beta_1$.



Rys. 1. Trójkąt prędkości na wlocie do wirnika pompy



Rys. 2. Trójkąt prędkości u wlotu do wirnika bez kierownicy łopatkowej

Otrzymana powyżej zależność odpowiada ogólnym warunkom dopływu cieczy do wirnika, gdy kąt $\alpha_1 \neq 90^o$.

W przypadku gdy kąt $\alpha_1 = 90^o$ i $1/tg\alpha_1 = 0$, równanie (3) przyjmuje postać

$$\frac{u_1}{w_1} \frac{1}{\sin\beta_1} = \frac{1}{tg\beta_1}$$

$$\text{lub} \quad \frac{u_1}{w_1} = \cos\beta_1 \qquad (4)$$

co odpowiada wykresowi prędkości pokazanemu na rysunku 2.

Zależności otrzymane z wzorów (3) i (4) można związać z wymiarem średnicy odpływowej wirnika D_2, której odpowiada prędkość unoszenia u_2 przy założeniu, że stosunek prędkości unoszenia na dopływie u_1 i na odpływie u_2 związane są wartością $u_1/u_2 = \xi_u$. Wtedy $D_1 = \xi_u D_2$ i $u_1 = \xi_u u_2$.

Po podstawieniu tej wartości do wzoru (3) otrzyma się

$$\frac{1}{tg\alpha_1} = \frac{\xi_u u_2}{w_1} \frac{1}{\sin\beta_1} - \frac{1}{tg\beta_1} \qquad (5)$$

dla warunku, gdy kąt $\alpha_1 \neq 90^o$. Gdy natomiast kąt $\alpha_1 = 90^o$, wtedy

$$\frac{\xi_u u_2}{w_1} = \cos\beta_1 \qquad (6)$$

2.2. Zależność między kątami dopływu β_1 i odpływu β_2

Zależność między kątami β_1 i β_2 może być określona też i z równania ciągłości przepływu (1), z którego można wyznaczyć wartość

$$c_1 \sin\alpha_1 = \frac{\varphi_2 R_2 B_2 w_2 \sin\beta_2}{\varphi_1 R_1 B_1} \tag{7}$$

Wprowadzając stosunki bezwymiarowe: $\xi_u = R_1/R_2$; $\xi_B = B_1/B_2$ oraz $k_\varphi = \varphi_2/\varphi_1$, otrzyma się

$$c_1 \sin\alpha_1 = \frac{1}{\xi_u} \frac{1}{\xi_B} k_\varphi w_2 \sin\beta_2 \tag{8}$$

Po podstawieniu wartości dla $c_1 \sin\alpha_1$ do przekształconego wzoru (7), otrzyma się

$$\frac{1}{\mathrm{tg}\beta_1} = \frac{\xi_u w_2}{\frac{1}{\xi_u} \frac{1}{\xi_B} k_\varphi w_2 \sin\beta_2} - \frac{1}{\mathrm{tg}\alpha_1} \tag{9}$$

dla przypadku ogólnego, gdy $\alpha_1 \neq 90^\circ$.

W przypadku dopływu bez uderzenia, gdy $\alpha_1 = 90^\circ$, wzór (9) po przekształceniu przyjmie postać

$$\mathrm{ctg}\beta_1 = \xi_u^2 \xi_B \frac{1}{k\varphi} \frac{1}{\sin\beta_2} \frac{u_2}{w_3} \tag{10}$$

Uwzględniając odchylenie strumienia od krawędzi łopatek wirnika i związaną z tym zmianę kąta odpływowego od wartości β_2 do $\beta_2' = \beta_3$, powodującą zwiększenie prędkości względnej z w_2 do $w_2' = w_3$ oraz zmianę stosunku w_2/u_2 na w_3/u_2, równanie (10) będzie miało postać

$$\mathrm{ctg}\beta_1 = \xi_u^2 \xi_B \frac{1}{k\varphi} \frac{1}{\sin\beta_3} \frac{u_2}{w_3} \tag{11}$$

Wartość kąta β_1 obliczona tak przy zastosowaniu wzoru (10) jak i wzoru (11) nie ulegnie zmianie, gdyż zwiększeniu się kąta β_2 do $\beta_2' = \beta_3$ towarzyszy wzrost stosunku prędkości w_3/u_2 na skutek wzrostu prędkości od w_2 do $w_2' = w_3$.

2.3. Przewężenie w obszarze dopływu F_o' i współczynnik przewężenia φ_o

Warunkiem sprawnego działania pompy jest prawidłowy dopływ cieczy do łopatki wirnika, zależny od rozkładu prędkości wzdłuż krawędzi dopływowej czyli od ukształtowania pola prądu w obszarze dopływowym oraz od kształtu łopatek na dopływie.

Wiąże się to z koniecznością utrzymania prędkości dopływu cieczy na łopatki, przyjętej w obliczeniu jako $c_{1m} = c_1$ (zmiennej zależnej od Q) oraz prędkości c_o występującej w przekroju średnicy D_o. Zachodzi zatem konieczność porównania dwóch przekrojów: na dopływie do wirnika $F_o' = F_o + f_p$ i na łopatki wirnika F_1 przy uwzględnieniu przewężenia φ_o, spowodowanego przekrojem wału i piasty

$$\varphi_o \frac{\pi D_o^2}{4} = F_1 = 2\pi R_1 B_1$$

lub po przekształceniu i rozwiązaniu w odniesieniu do φ_o

$$\varphi_o = \frac{D_1 B_1}{0{,}25 D_o^2} \tag{12}$$

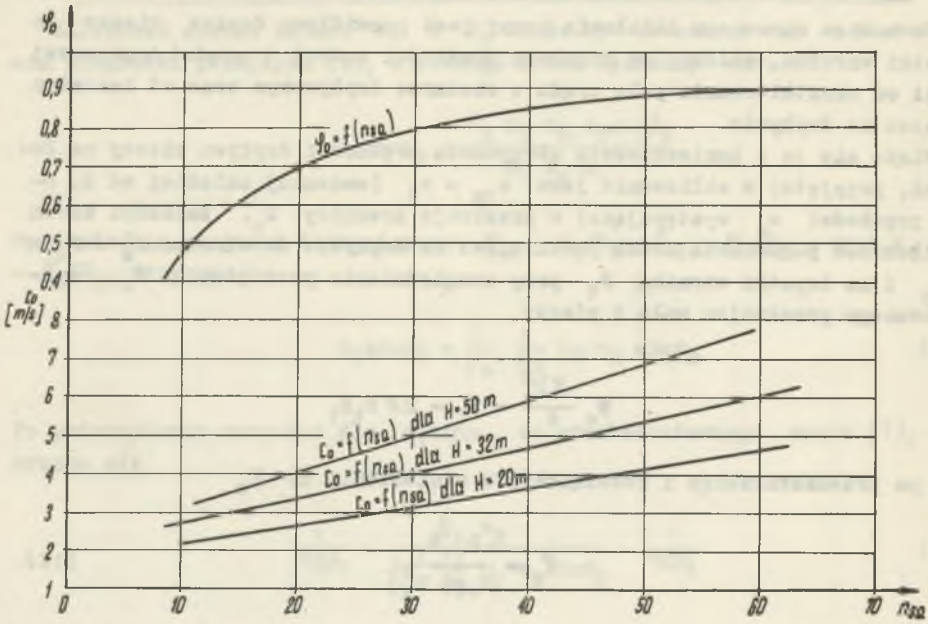
Ponieważ natężenie przepływu w przekroju F_o' przy przewężeniu φ_o będzie

$$Q_\tau = \varphi_o F_o' c_o \tag{13}$$

przeto prędkość w obszarze dopływu c_o, będzie miała wartość

$$c_o = \frac{Q_\tau}{\varphi_o F_o} \tag{14}$$

Otrzymana wartość prędkości c_o powinna być mniejsza od c_1. Przebieg krzywej $c_o = f(n_{sQ})$ jest podobny do przebiegu wartości $c_{1m} = f(n_{sQ})$ [5]. Na rysunku 3 pokazane są zmiany wartości φ_o w funkcji od n_{sQ}, przypominające swym kształtem krzywe przesłonięcia dopływu φ_1 i odpływu φ_2.



Rys. 3. Wykres zależności $\varphi_o = f(n_{sQ})$ oraz zmian prędkości $c_o = f(n_{sQ})$

3. Proporcjonalność średnic $(D_o/D_2)^2$ przy zachowaniu stosunków prędkości względnych w_2/u_2

Dla zachowania proporcjonalności wymiarów wirnika, zachodzi konieczność porównania przekroju dopływowego F_o'' z przekrojem odpływowym z wirnika F_2. Uwzględniając przewężenie dopływu φ_o oraz przesłonięcie u odpływu φ_2, warunek ciągłości przepływu cieczy można napisać w postaci

$$\varphi_o \frac{\pi D_o^2}{4} c_o = 2\pi R_2 B_2 \varphi_2 w_2 \sin\beta_2$$

a po wstępnym uproszczeniu

$$\varphi_o \frac{D_o^2}{4} c_o = 2 R_2 B_2 \varphi_2 w_2 \sin\beta_2$$

Wprowadzając stosunek bezwymiarowy B_2/R_2 oraz stosunki prędkości w_2/u_2 i przekształcając otrzyma się

$$\left(\frac{D_o}{D_2}\right)^2 = 2 \frac{\varphi_2}{\varphi_o} \frac{B_2}{R_2} \sin\beta_2 \frac{u_2}{c_o} \frac{1}{w_2/u_2} \qquad (15)$$

Jeżeli po podstawieniu wartości do równania (15) nie zostanie ono spełnione, tj. gdy wartość prawej strony równania nie będzie równa wartości lewej strony, wynikającej ze stosunku $(D_o/D_2)^2$, wówczas należy przeanalizować wielkości występujące po obydwu stronach równania i po ich skorygowaniu obliczenie powtórzyć.

Przy uwzględnieniu odejścia strumienia cieczy od krawędzi odpływowej łopatki i zmianie kąta β_2 na β_3 oraz zmianie stosunku prędkości z w_2/u_2 na w_3/u_2 otrzyma się

$$\left(\frac{D_o}{D_2}\right)^2 = 2\,\frac{\varphi_2}{\varphi_o}\,\frac{B_2}{R_2}\,\sin\beta_3\,\frac{u_2}{c_o}\,\frac{1}{w_3/u_2} \tag{16}$$

Wartość wyrażenia $(D_o/D_2)^2$ otrzymana tak z wzoru (15) jak i (16) pozostaje niezmienna dla obliczonego wirnika przy nominalnych wartościach Q i H. Wykres $(D_o/D_2)^2 = f(n_{sQ})$ przedstawiony na rysunku 5 pokazuje zmiany stosunku średnio w zależności od wyróżnika szybkobieżności n_{sQ}.

4. Wzajemny stosunek prędkości względnych w_1/w_2 oraz w_1/w_3 [6]

Wiadome jest, że przepływ cieczy przez kanały międzyłopatkowe wirnika pompy wirowej odbywa się z prędkością względną w zmienną od dopływu na łopatki w_1 do odpływu z wirnika w_2, co można przedstawić jako $w = f(r)$.

Z literatury wiadomo, że najkorzystniejszy kształt łopatek wirnika, w przypadku ich zagięcia do tyłu, jest wtedy, gdy kąt pokrycia sąsiednich łopatek $\vartheta = 30 \div 45^o$, przy kącie rozchylenia kanału nie przekraczającym $\sim 14^o$.

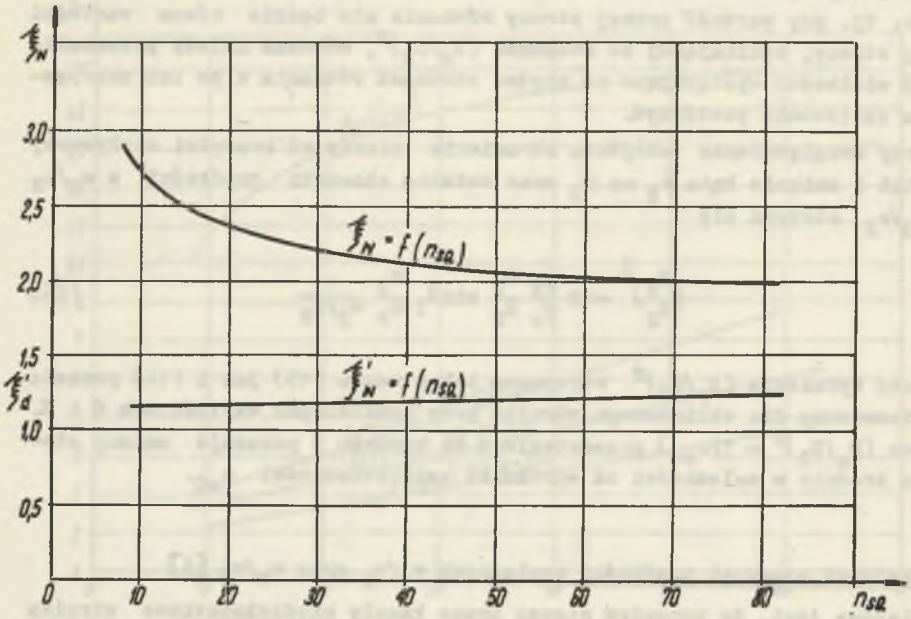
Przeprowadzone obliczenia pomp wirowych odśrodkowych z wirnikami o jednostronnym dopływie jak i bliźniaczymi, niezależnie od liczby obrotów wykazały, że stosunki prędkości $\xi_w = w_1/w_2$ zmieniają się od 2,8 do 2,0 w granicach najniższej wartości $n_{sQ} = 8,2$ do wartości $n_{sQ} = 82$ największej dla pomp odśrodkowych.

Natomiast stosunki prędkości $\xi_w = w_1/w_2$ odpowiadające zmianom prędkości z w_2 na $w_2' = w_3$, na skutek odejścia strumienia od łopatek wirnika, zmieniają się od 1,15 do 1,25 dla tych samych grup wirników.

Potwierdzenie tego rozważania można otrzymać przez obliczenie wartości ξ_w i ξ_w' stosując metodę współzależności wymiarowej parametrów wirnika pompy, warunek zachowania ciągłości przepływu cieczy przez łopatki wirnika oraz wprowadzeniu stosunków bezwymiarowych $\xi_u = R_1/R_2$, $\xi_B = B_1/B_2$ oraz $k_\varphi = \varphi_2/\varphi_1$. Otrzyma się wówczas

$$\xi_w = \frac{w_1}{w_2} = \frac{1}{\xi_u}\,\frac{1}{\xi_B}\,k_\varphi\,\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1} \tag{17}$$

dla normalnego punktu pracy wirnika.



Rys. 4. Stosunki prędkości $\xi_w = w_1/w_2$ i $\xi'_w = w_1/w_3$ jako funkcja n_{sQ}

Uwzględniając zjawisko odchylenia strumienia przy przepływie przez kanały międzyłopatkowe wirnika i związane z tym zmiany kąta β_2 na $\beta'_2 = \beta_3$ jak również zmiany prędkości względnej z w_2 na $w'_2 = w_3$, równanie dla ξ_w można napisać w postaci

$$\xi'_w = \frac{w_1}{w_3} = \frac{1}{\xi_u} \frac{1}{\xi_B} k_\varphi \frac{\sin\beta_3}{\sin\beta_1} \tag{18}$$

5. Wyróżnik wysokości podnoszenia ψ, wyróżnik mocy ν oraz ich zastosowanie

Do porównania własności hydraulicznych pomp tego samego typu lecz o różnych wydajnościach stosuje się charakterystyki bezwymiarowe, których przebieg jest identyczny dla wszystkich pomp o tym samym wyróżniku szybkobieżności n_{sQ}. Jedną z takich charakterystyk bezwymiarowych jest wyróżnik wysokości podnoszenia

$$\psi = \frac{2g\,H_u}{u_2^2} \tag{19}$$

Przy wstępnych obliczeniach wirników znajduje zastosowanie uproszczony wzór Pfleiderera [2]

$$H_u = k\, D_2^2\, n^2 \tag{20}$$

w którym współczynnik doświadczalny:

$k = (1{,}0 \text{ do } 1{,}4)10^{-4}$ dla pomp bez kierownicy,

$k = (1{,}0 \text{ do } 1{,}5)10^{-4}$ dla pomp z kierownicą.

Wstawiając we wzór (19) wartość H_u z wzoru (20) oraz uwzględniając zależność $u_2 = \pi D_2 n/60$, otrzymamy

$$\psi = \frac{2g\, k\, D_2^2\, n^2}{\frac{\pi^2 D^2 n^2}{60}} = \frac{2 \cdot 60^2 g\, k}{\pi^2} = 7163{,}5\, k \tag{21}$$

czyli zależność między wyróżnikiem wysokości podnoszenia ψ i współczynnikiem Pfleiderera k.

Znajomość wyróżnika wysokości podnoszenia ψ może być przydatną dla sprawdzenia sprawności hydraulicznej pompy η_h przez związanie jej z wartością wyróżnika mocy

W tym celu przeprowadzamy następujące rozumowanie.

Przyjmujemy, że 1 kg cieczy zostaje podniesiony na wysokość $\varkappa_\tau$ w warunkach, że przy przepływie cieczy przez wnętrze pompy nie będą występowały żadne opory hydrauliczne oraz że ruch pompy będzie odbywał się bez tarcia.

Wówczas teoretyczna wysokość podnoszenia określi się wzorem

$$\varkappa_\tau = \frac{1}{g}(c_2 u_2 \cos\alpha_2 - c_1 u_1 \cos\alpha_1) \tag{22}$$

Eliminując z tego równania funkcje kątowe: $c_1 u_1 \cos\alpha_1 = 1/2\ (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$ oraz $-c_2 u_2 \cos\alpha_2 = \frac{1}{g}(w_2^2 - c_2^2 - u_2^2)$, otrzyma się po przekształceniu równanie

$$\varkappa_\tau = \frac{1}{2g}\left[(c_2^2 - c_1^2) - (u_2^2 - u_1^2) - (w_1^2 - w_2^2)\right] \tag{23}$$

Eliminując z kolei z równania (23) prędkości c_1 i c_2 przez uwzględnienie zależności: $c_1^2 = u_1^2 + w_1^2 - 2u_1w_1\cos\beta_1$ oraz $c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 - 2u_2w_2\cos\beta_2$ następnie wprowadzając stosunki bezwymiarowe: $u_1 = \xi_u u_2$ i $w_1 = \xi_w w_2$, otrzyma się

$$c_1^2 = u_2^2\left[\xi_u^2 - \xi_w^2\left(\frac{w_2}{u_2}\right)^2 - 2\,\xi_u\,\xi_w\cos\beta_1\,\frac{w_2}{u_2}\right]$$

oraz

$$c_2^2 = u_2^2\left[1 - \left(\frac{w_2}{u_2}\right)^2 - 2\cos\beta_2\,\frac{w_2}{u_2}\right]$$

Po dalszym przekształceniu równania (23) przez podstawienie wartości dla c_1 i c_2 oraz odpowiednim zgrupowaniu, otrzyma się

$$\mathcal{H}_t = \frac{u_2^2}{g}\left[(1 - \xi_u^2) - (\xi_u\xi_w\cos\beta_1 - \cos\beta_2)\,\frac{w_2}{u_2}\right] \tag{24}$$

Oznaczając: $a = 1 - \xi_u^2$ oraz $b = \xi_u\xi_w\cos\beta_1 - \cos\beta_2$, otrzyma się

$$\mathcal{H} = \frac{u_2^2}{g}\left(a + b\,\frac{w_2}{u_2}\right)$$

lub też

$$\frac{g\mathcal{H}_t}{u_2^2} = a + b\,\frac{w_2}{u_2}$$

stąd wyróżnik mocy

$$\nu = a + b\,\frac{w_2}{u_2} \tag{25}$$

Uwzględniając odchylenie strumienia od łopatek wirnika i zmianę prędkości w_2 na $w_2' = w_3$ oraz kąta β_2 na $\beta_2' = \beta_3$ jak również i stosunku $\xi_w = w_1/w_2$ na $\xi_w' = w_1/w_3$ otrzyma się nową wartość wyróżnika mocy ν', czyli

$$\nu' = a + b'\,\frac{w_3}{u_2} \tag{26}$$

gdzie:

$a = 1 - \xi_u^2$ pozostaje bez zmiany, natomiast

$b' = \xi_u \xi_w \cos\beta_1 - \cos\beta_3$ zmienia się zgodnie z rzeczywistym wypływem cieczy z wirnika.

Porównując wyróżnik wysokości podnoszenia ψ z wyróżnikiem mocy ν' w odniesieniu do prędkości u_2^2, otrzyma się

$$u_2^2 = \frac{2gH_u}{\psi} = \frac{g\varkappa_t}{\nu'}$$

stąd po przekształceniu i wprowadzeniu $\eta_h = H_u/\varkappa$ otrzyma się ostatecznie

$$\eta_h = \frac{\psi}{2\nu'}$$

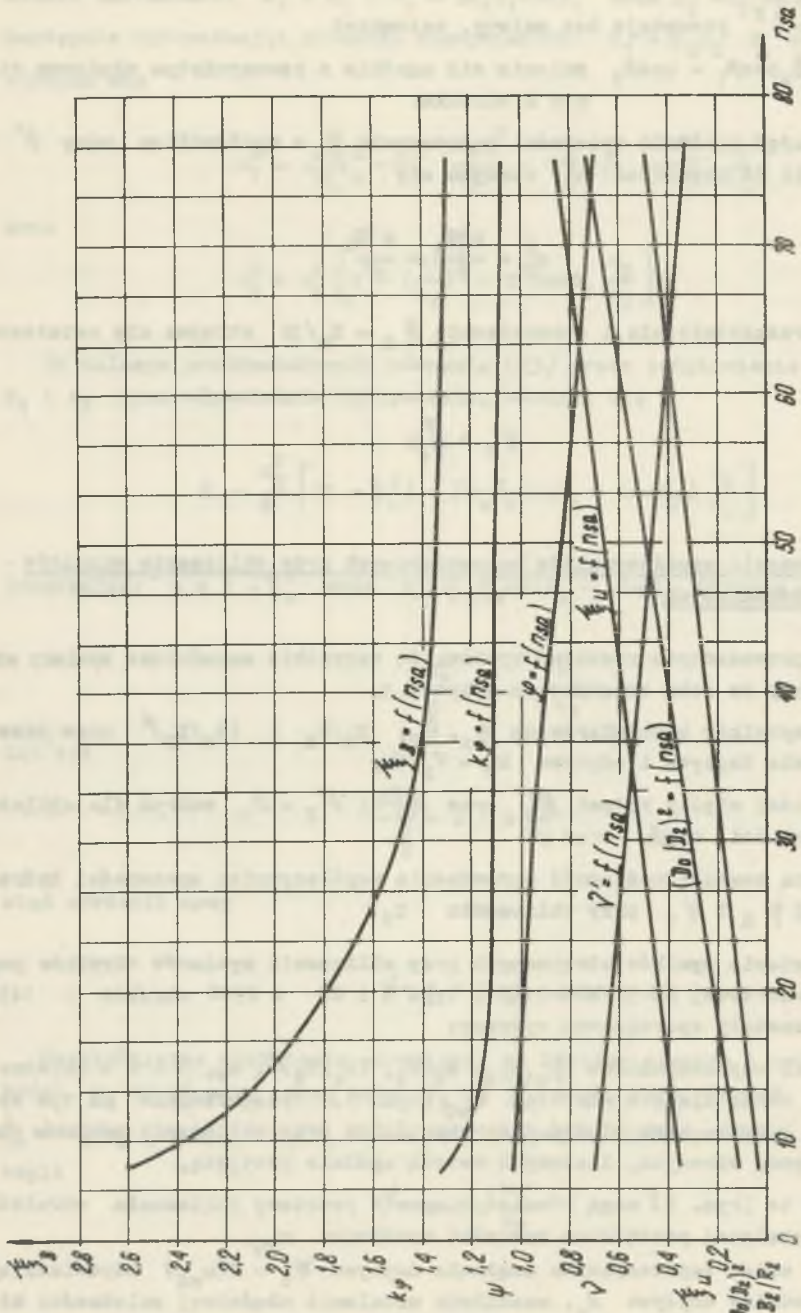
6. Zastosowanie współczynników bezwymiarowych przy obliczaniu wirników pomp odśrodkowych

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że wszystkie zasadnicze wymiary wirnika zostały ze sobą związane za pomocą:

1) współczynników bezwymiarowych ξ_u, ξ_B, B_2/R_2 i $(D_o/D_2)^2$ oraz przesłonięcia dopływu i odpływu $k_\varphi = \varphi_2/\varphi_1$,
2) zależności między kątami β_1 oraz β_2 i $\beta'_2 = \beta_3$, wzorem dla obliczania wartości $ctg\beta_1$ oraz
3) uzyskana została możliwość sprawdzenia współczynnika sprawności hydraulicznej η_h i η_v przy obliczaniu Q_t

Na podstawie wyników otrzymanych przy obliczaniu wymiarów wirników pomp z normy resortowej RN-55/MPM-01400, typu N i ND o 2900 obr/min i 1450 obr/min, zostały sporządzone wykresy:

1) wartości współczynników ξ_u, ξ_B, B_2/R_2, $(D_o/D_2)^2$, k_φ, ψ i ν' w zależności od wzrastających wartości n_{sQ} (rys. 5). Przedstawione na tym wykresie krzywe, mogą służyć jako sprawdzian przy obliczaniu wymiarów wirników pomp wirowych, liczonych metodą ogólnie przyjętą,
2) krzywe te (rys. 5) mogą również stanowić podstawę obliczania wirników przy ustalonej początkowo wartości wyróżnika n_{sQ},
3) krzywa zmian współczynnika zwężenia dopływu $\varphi_o = f(n_{sQ})$ odpowiadającym średnicy dopływu D_o, umożliwia ustalenie właściwej zależności między średnicami D_o i D_1, a tym samym zachowanie właściwej prędkości w obszarze dopływu c_o, która powinna być mniejsza od prędkości dopływu na łopatki c_{1m},



Rys. 5. Wykres zależności ξ_B, k_φ, ψ, ν, ξ_u, $(D_o/D_2)^2$ i B_2/R_2 w funkcji od n_{sQ} dla wirników pomp odśrodkowych

4) wzór (27) jest sprawdzianem prawidłowego założenia współczynnika sprawności hydraulicznej η_h przy obliczaniu zewnętrznych wymiarów wirnika.

LITERATURA

[1] Łazarkiewicz S., Troskolański A.T.: Pompy wirowe. PWT.Warszawa 1973 r.

[2] Pfleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer Verlag. Berlin 1955 r.

[3] Ajzensztejn M.C.: Centrobieżnyje nasosy dla nieftianoj promyszlennosti. Moskwa 1957 r.

[4] Szymański J.: Zależność średnicy wałów pomp wirowych od wyróżnika szybkobieżności n_{sQ}. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej,Mechanika, Zeszyt 27, 1967 r.

[5] Szymański J.: Bezwymiarowe współczynniki i zakres ich stosowalności przy obliczaniu wirników pomp wirowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka 36, 1970 r.

[6] Szymański J.: Stosunek wzajemny prędkości względnych w_1/w_2 u wlotu i wylotu z wirnika pompy odśrodkowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika 27, 1967 r.

ВЗАИМОЗАВИСИМОСТЬ И ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТЬ
РАЗМЕРОВ КОЛЁСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Р е з ю м е

В статье обсуждён метод исчисления основных размеров колёс центробежных насосов с помощью безразмерных коэффициентов. Стоимость этих коэффициентов зависит от кинематического коэффицента быстроходности n_{cQ} в пределах n_{cQ} = = 10÷80.

С помощью этого метода возможно проверять исчисление колёс центробежных насосов.

THE INTERDEPENDENCE AND PROPORTIONALITY OF THE DIMENSIONS
OF THE ROTOR OF A CENTRIFUGAL ROTODYNAMIC PUMP

S u m m a r y

The article deals with a method of calculating the fundamental dimensions of centrifugal rotodynamic pumps by means of dimensionless coefficients. The values of these coefficients depend od the kinematic specific speed n_{sQ} within the range of n_{sQ} = 10 to 80.

This method may be also applied for checking the calculations concerning the rotor of a rotodynamic pump in the case when these calculations have been carried out by menas of the conventionally carried ont method.