

JERZY SZYMAŃSKI

Katedra Maszyn Hydraulicznych i Powietrznych

BEZWYMIAROWE WSPÓŁCZYNNIKI I ZAKRES ICH STOSOWALNOŚCI
PRZY OBLICZANIU WIRNIKÓW POMP WIROWYCH

Streszczenie. W artykule omówiono zakres stosowalności współczynników przy obliczaniu parametrów wirników pomp wirowych odśrodkowych oraz zmiany ich wartości wraz ze wzrostem kinematycznego wyróżnika szybkoobrotowości n_{SQ} . Rozważania przeprowadzono dla zmiennych wydajności przy zachowaniu tych samych wysokości podnoszenia i stałej szybkości obrotowej.

1. Wstęp

Dla osiągnięcia optymalnych wyników pracy pompy wirowej, stosuje się przy obliczaniu wirników pomp szereg współczynników, których wartości ustalone zostały na podstawie badań doświadczalnych z udanymi konstrukcjami pomp.

Współczynniki te przedstawiają stosunki bezwymiarowe prędkości lub wymiarów wirnika. W literaturze podawane są granice stosowalności tych współczynników bez ustalenia zmian ich wartości w miarę wzrostu wyróżnika szybkoobrotowości n_{SQ} .

Na podstawie przeliczeń istniejących pomp typu N i ND, ustalono przebieg zmian tych współczynników dla pomp odśrodkowych, w zależności od wyróżnika szybkoobrotowości n_{SQ} .

1. Współczynniki K_{cm1} i K_{cm2} . Zależność między prędkościami południkowymi c_{m1} i c_{m2}

W celu ułatwienia wyboru wartości zmiennych, zostały ustalone optymalne wartości niektórych prędkości w zależności od wyróżnika szybkoobrotowości i wysokości podnoszenia H . Obliczyć je można z wzorów

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} \quad \text{i} \quad c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH} \quad (1)$$

gdzie:

K_{cm1} i K_{cm2} - współczynniki bezwymiarowe odpowiednich prędkości.

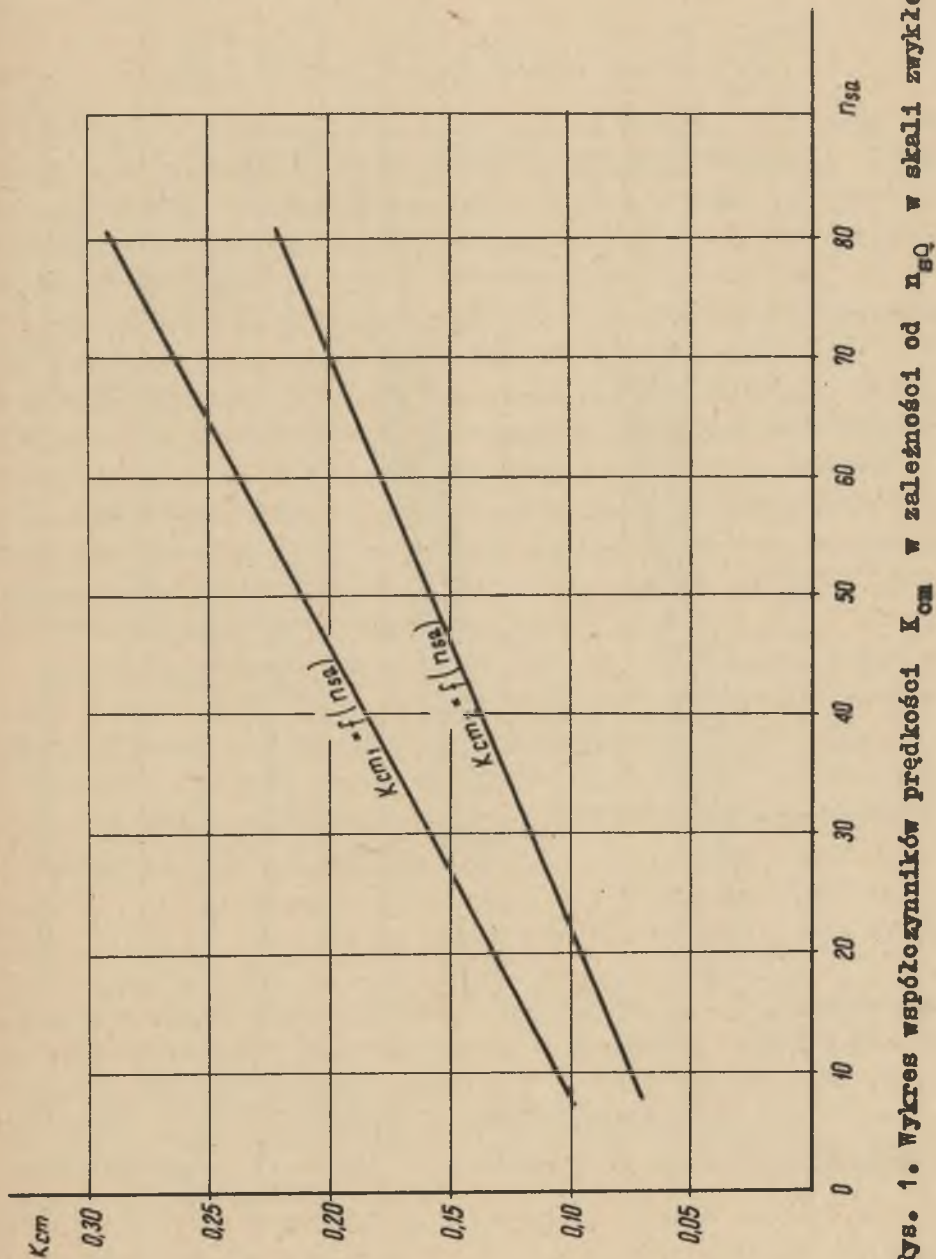
Współczynniki K_{cm1} i K_{cm2} określa się z wykresu Stepanowa [1]. Wykres ten podawany jest w skali logarytmicznej co stwarza pewne trudności przy ich odczytywaniu. Ponieważ dokładne odczytanie wartości tych współczynników ma duży wpływ na obliczanie prędkości południkowych i dalszych wymiarów wirnika, przeto dla ułatwienia tych odczytów, wykres Stepanowa został przedstawiony w skali zwykłej (rys. 1) gdzie wartości K_{cm1} i K_{cm2} przedstawione są dwoma liniami prostymi. Współczynniki te w miarę wzrostu wyróżnika n_{SQ} nie zachowują stałej różnicy między sobą, odwrotnie różnica ta maleje, co powoduje wzrost wzajemnego ich stosunku. Oznaczając na podstawie zależności (1) stosunek współczynników K_{cm2} do K_{cm1} oraz prędkości południkowych c_{m2} do c_{m1} przez ξ_{cm} dla tych samych wysokości podnoszenia, otrzyma się

$$\xi_{cm} = \frac{K_{cm2}}{K_{cm1}} = \frac{c_{m2}}{c_{m1}} \quad (2)$$

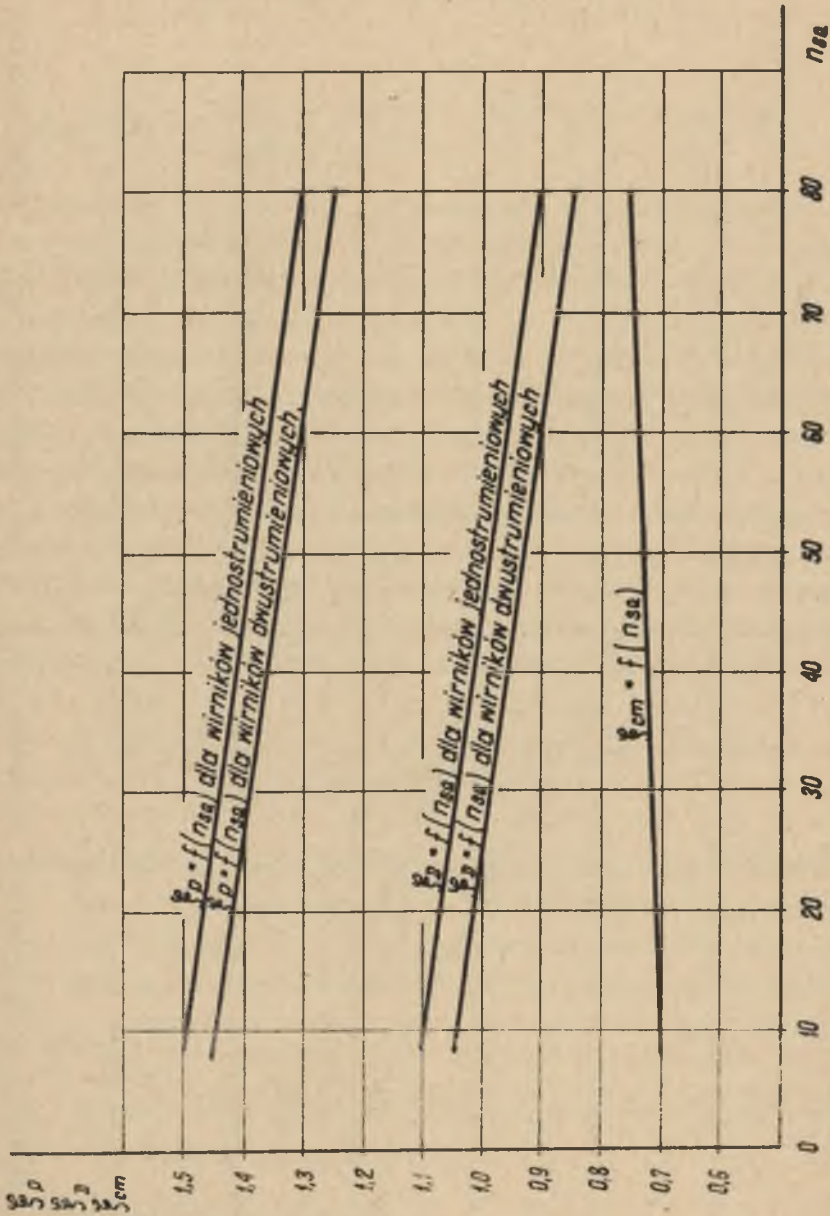
W literaturze zależność między prędkościami południkowymi c_{m2} i c_{m1} określona jest jako $c_{m2} = (0,7 \div 0,75) c_{m1}$ z czego wynika, że współczynnik ξ_{cm} będzie również zmieniał się w tych samych granicach. Obliczenia wykazały, że wartości współczynnika ξ_{cm} wzrastają liniowo wraz ze wzrostem n_{SQ} (rys. 2). Tak samo liniowo, ze wzrostem n_{SQ} przy zachowaniu tych samych wysokości podnoszenia, będą wzrastały wartości prędkości południkowych c_{m1} i c_{m2} .

3. Wymiary dopływowe wirnika

Po ustaleniu wartości prędkości południkowych c_{m1} i c_{m2} , obliczeniu średnicy wału pompy d_w z uwzględnieniem rezerwy mo-



Rys. 1. Wykres współczynników prędkości K_{cm} w zależności od r_{1sq} w skali zwykłej



rys. 2. Wykres współczynników ξ_{om} , ξ_D i ξ_p w zależności od n_{ps}

cy w granicach od 10% do 20% dla napędu od silnika elektrycznego przy użyciu wzoru [2]:

$$d_w = d_{w(n-1)} + \operatorname{tg} \alpha [n_{SQ}(n) - n_{SQ(n-1)}] \quad (3)$$

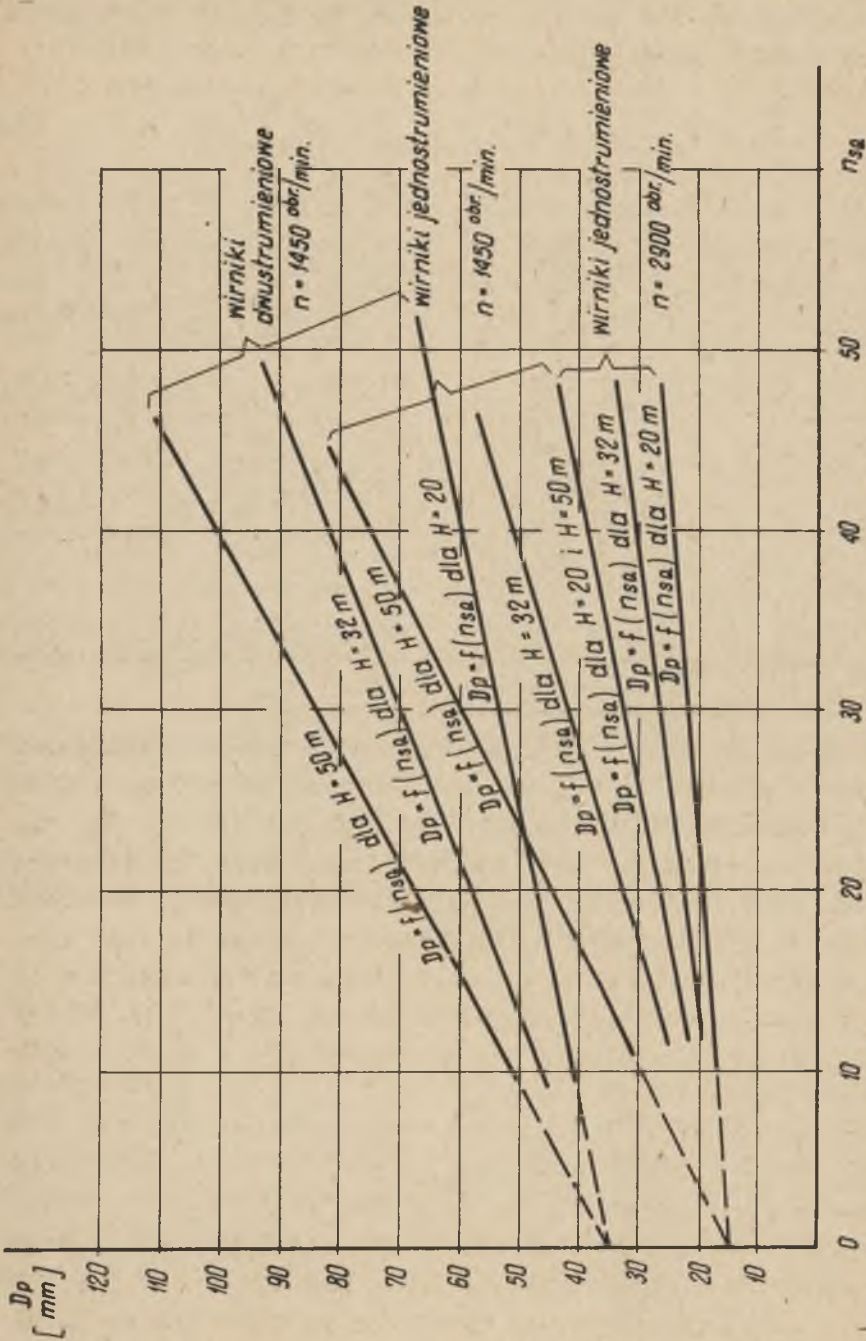
dokonyje się obliczenia średnicy piasty wirnika D_p , której wielkość jest uzależniona od średnicy wału pompy. Średnica piasty D_p od strony dopływu powinna mieć taką wielkość, aby nie zacięśniała obszaru wlotu do wirnika, co wyrażane jest związkem $D_p = (1,25 \div 1,4) d_w$.

Literatura nie podaje czy powyższe wzory mogą być stosowane przy wszystkich prędkościach obrotowych. Z rozważań [2] nad wzrostem średnicy wału wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} wynika, że przy stałych wysokościach podnoszenia najmniejsze średnice wału odpowiadają najniższym wartościom n_{SQ} . Przeprowadzone obliczenia dla podanej we wstępie grupy pomp tak przy 2900 jak i 1450 obr/min wskazują, że wartość współczynnika ξ_p stosowanego przy obliczaniu średnicy piasty D_p będzie stopniowo malała wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} .

Zauważono, że najniższej wartości n_{SQ} odpowiada niski wymiar średnicy wału d_w co może spowodować: zaniżenie średnicy piasty, średnicy dopływu do wirnika, prędkości unoszenia u_1 i względnej w_1 oraz stosunku prędkości w_1/w_2 . W związku z tym dla zachowania właściwego stosunku prędkości względnych wartość stosunku D_p do d_w powinna wynosić

$$\xi_p = 1,3 \div 1,5 \quad (4)$$

przy czym największa graniczna wartość $\xi_p = 1,5$ odpowiada najmniejszej średnicy wału w pompach o prędkości obrotowej 2900 obr/min. Wartość współczynnika ξ_p będzie malała liniowo ze wzrostem n_{SQ} . W przypadku wirników dwustrumieniowych wartość współczynnika ξ_p będzie się zmieniać w granicach od 1,25 do 1,4.



Rys. 3. Zmiany średnio piast w zależności od n_{GQ} , wirników pojedynczych o 1450 i 2900 obr./min oraz bliźniaczych o 1450 obr./min

Średnicę piasty można obliczyć analogicznie jak i średnicę wału uzupełniając wzór (3) współczynnikiem ξ_p , a mianowicie

$$D_p(n) = [d_w(n-1) + \operatorname{tg} \alpha (n_{sQ}(n) - n_{sQ}(n-1))] \xi_p(n) \quad (5)$$

Ponieważ przy obliczaniu można otrzymać odchylenia od wartości całkowitych, dlatego można otrzymane wyniki skorygować, przyjmując najbliższy znormalizowany wymiar średnicy piasty. Taki zaokrąglony wymiar piasty może być stosowany i przy dalszych obliczeniach o ile nie wpływa to na obliczenie średnicy dopływu D_0 i średnicy, na której znajduje się krawędź dopływu łopatek wirnika D_1 . Na rys. 3 pokazany jest wzrost wymiarów średnic piast, obliczonych przy pomocy wzoru (5) dla przyjętych do rozważań wysokości podnoszenia.

3.1. Zależność między wartościami prędkości w obszarze dopływu c_0 oraz dopływu na łopatki c_{m1}

Przy wirnikach pomp z dopływem osiowym, wartość prędkości osiowej c_0 powinna zawierać się w granicach od 1,5 do 5 m/sek i może być określana z zależności $c_0 = (0,9 \div 1,0)c_{m1}$ [3, 4, 5]. Obliczenia wykazały, że w grupach pomp o dużej liczbie obrotów (np. 2900 obr/min), przy najniższej granicznej wartości n_{sQ} otrzymuje się wartość c_0 wyższą od 1,5 m/sek co jest zjawiskiem niekorzystnym, gdyż powoduje zakłócenie przepływu w obszarze dopływu i obniżenie wysokości ssania. Ażeby tego uniknąć, we wzorze na określenie c_0 przedstawionym w postaci ogólnej

$$c_0 = \xi_c \cdot c_{m1} \quad (6)$$

wartość ξ_c będzie się wahać od $\xi_c = 0,7 \div 0,95$ dla grupy pomp o prędkości obrotowej 2900 obr/min i od $\xi_c = 0,8 \div 1,0$ dla pomp o mniejszej prędkości obrotowej na minutę. Zmiany prędkości c_0 jak i współczynnika ξ_c można przedstawić graficznie jako wznoszącą się linię prostą wraz ze wzrostem n_{sQ} .

3.2. Średnice dopływowe wirnika D_0 i D_1

Jak przy średnicach wałów i piast, zachodzi również zależność między średnicą szyji wirnika D_0 i średnicą dopływu na łopatkę wirnika D_1 , określaną w przybliżeniu jako

$$D_1 = \xi_D D_0 \quad (7)$$

gdzie: $\xi_D = 0,9 \div 1,1$.

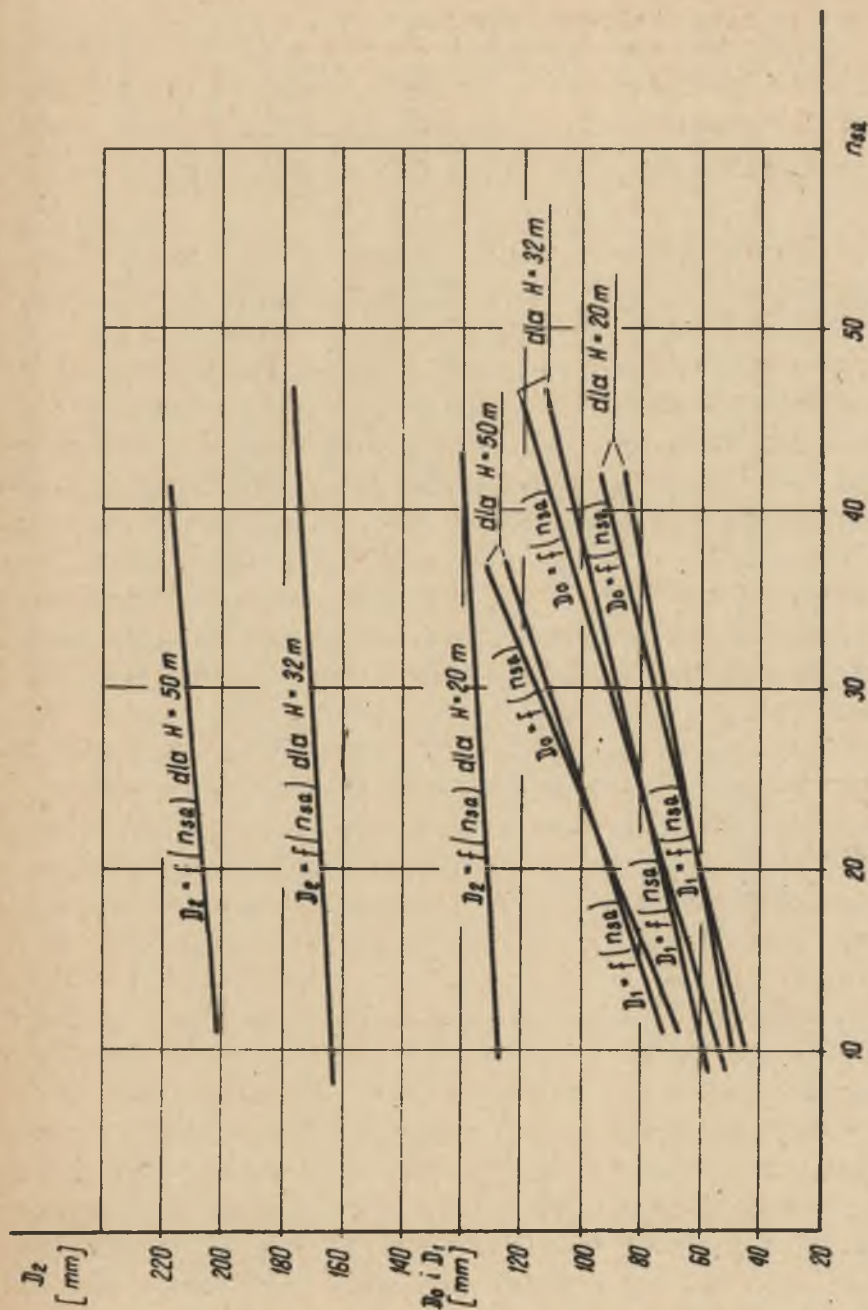
W pracy [4] omówione są właściwości wirników o zarysach od promieniowego do typu Francisa w następujący sposób:

- wirnik o przepływie promieniowym i niskiej szybkoobrotowości $n_{SQ} = 10 \div 30$, małej wydajności i dużej wysokości podnoszenia, posiada krawędzie łopatek równoległe do osi wału, czyli $D_1 > D_0$,
- wirnik typu Francisa średniobrotowy $n_{SQ} = 30 - 50$ o średniej wydajności i średniej wysokości podnoszenia, posiada krawędzie łopatek wysunięte do przodu w kierunku przekroju dopływowego wirnika, o średnicy $D_1 < D_0$.

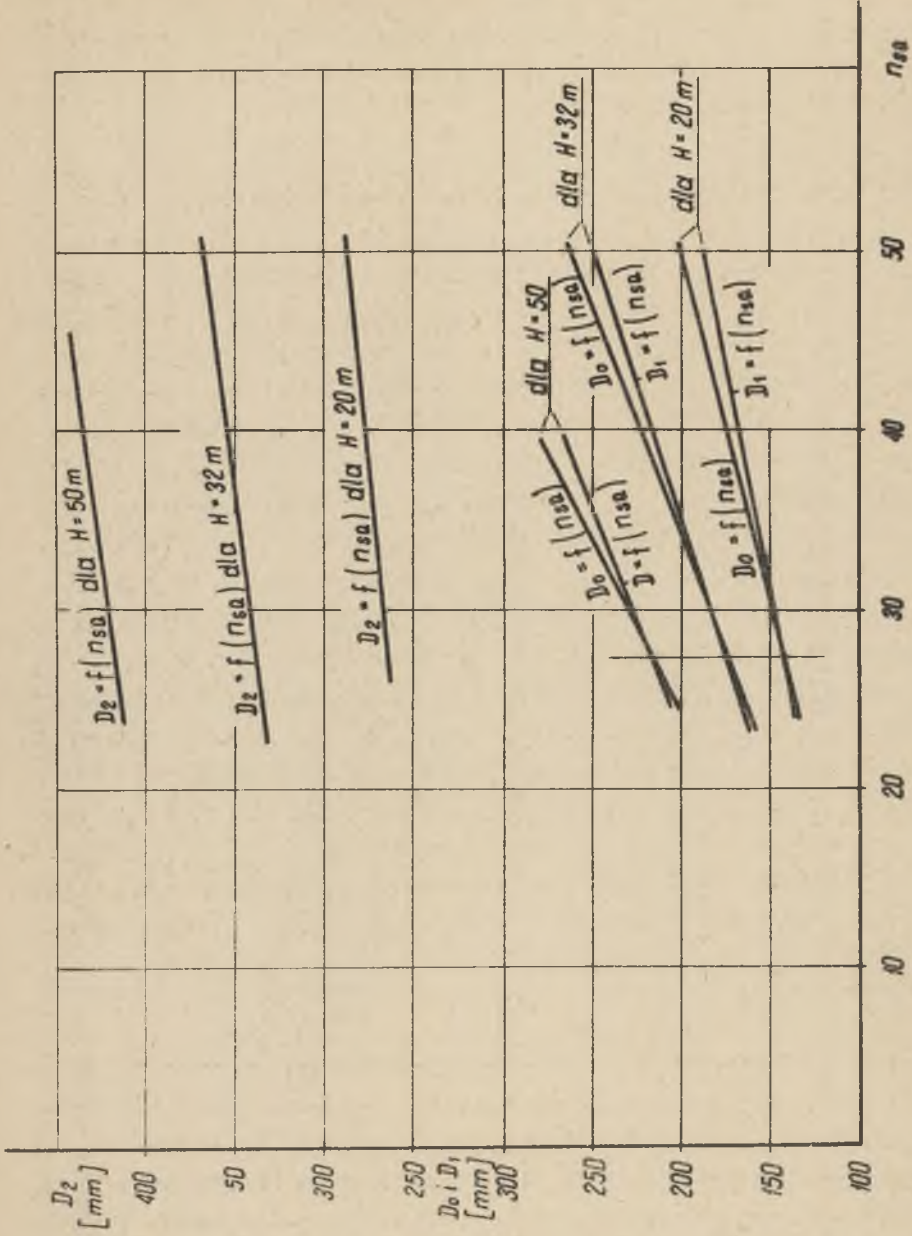
Obydwa te określenia mówią o dwóch różnych typach wirników, przeznaczonych do podnoszenia cieczy na różne wysokości.

Zmiana wydajności przy zachowaniu tych samych wysokości podnoszenia i stałej liczbie obrotów, powoduje również zmianę wyróżnika szybkoobrotowości dla każdej typowości w szeregu od najniższej wartości n_{SQ} do najwyższej, przy której wartość n_{SQ} przechodzi z jednej grupy wirników do drugiej, czemu towarzyszy zmiana średnic D_1 i D_0 od wielkości $D_1 > D_0$ do wielkości $D_1 < D_0$, a więc od kształtu łopatek równoległych do osi wału do łopatek wysuniętych do przekroju wlotowego wirnika.

Przejęcie od wirnika o przepływie promieniowym do wirnika typu Francisa zachodzi przy $D_1 = D_0$. Sporządzone wykresy (rys. 4 i 4a) wskazują na liniowy wzrost średnic wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} . Punkt zmiany kształtu wirnika z promieniowego na typu Francisa, w przypadku pomp o prędkości obrotowej 2900 obr/min zachodzi przy $n_{SQ} = 23$ a dla pomp o prędkości obrotowej 1450 obr/min, przy $n_{SQ} = 27,5$.



Rys. 4. Zmiany średnic D_0 , D_1 i D_2 w zależności od n_{50} dla wirników o 2900 obr/min



Rys. 4a. Zmiany średnic D_0 , D_1 i D_2 w zależności od n_{sg} dla wirników pojedynczych i bliźniaczych o 1450 obr/min

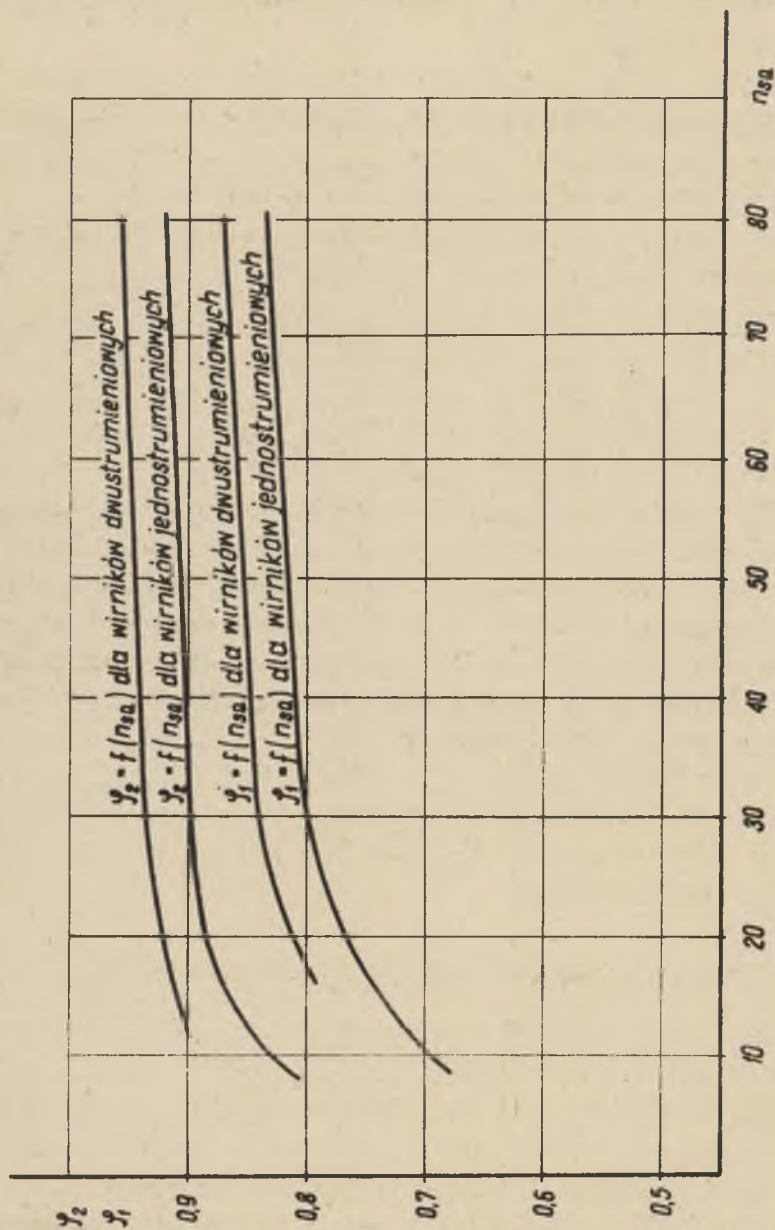
Obliczenia wykazały, że wartości średnic D_0 i D_1 uzależnione są od średnicy piasty D_p , będącą z kolei wielkością zależną od średnicy wału d_w .

3.3. Obliczenie pozostałych wymiarów dopływowych wirnika

Obliczenie pozostałych wymiarów dopływu wirnika nie przedstawia już trudności, gdyż wynikają one z poprzednich rozważań. Można je przy obliczaniu pewnej grupy wirników przeprowadzić nawet tabelarycznie a następnie sporządzić wykresy kontrolne zmian poszczególnych parametrów wraz ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności n_{SQ} . Dotyczy to: zmian prędkości u_1 , podziałki t_1 , wzrostu grubości łopatek s_1 różnego dla każdej wysokości podnoszenia, pola przekroju F_1 oraz szerokości łopatek b_1 , które na wykresach układają się w postaci wznoszących się linii prostych wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} . Punkty charakteryzujące wzrost przekrojów F_1 nie zawsze układają się dokładnie wzdłuż linii prostych, gdyż wartości przekrojów F_1 są często zaokrąglane dla ułatwienia dalszych obliczeń. W związku z tym charakteryzujące je linie proste są liniami pośrednimi między wyznaczającymi te przekroje punktami. Przy dużych odchyleniach należy przeprowadzić korektę obliczenia, sprawdzając zachowanie właściwego stosunku prędkości c_0 i c_{m1} . Linie charakteryzujące przesłonięcie dopływu mają znaczną krzywiznę w granicach małych wartości n_{SQ} (od 8,2 do 26) poczym krzywizna ta stopniowo maleje.

4. Wymiary wypływowo wirnika. Sprawność hydrauliczna η_h

Obliczanie wymiarów wypływu wirnika rozpoczyna się od ustalenia wartości prędkości południkowej c_{m2} według wzoru (1) oraz sprawdzenia czy stosunek prędkości południkowych określony współczynnikiem ξ_{om} mieści się w określonych dla niego granicach. Następnie po przyjęciu kąta wypływowego łopatki β_2 i wielkości sprawności hydraulicznej η_h , oblicza się prędkość obwodową u_2 , średnicę D_2 i szerokość wirnika na wypływie B_2 .



Rys. 5. Wykres zmian przesłonięcia wlotu do wirnika φ_1 i wylotu z wirnika φ_2 w zależności od n_{SQ}

Przy obliczaniu wymiarów wpływu wirnika, zasadniczymi wielkościami mającymi wpływ na wyniki obliczeń są wartości φ_h , ξ_{cm} i ψ .

Jak do obliczenia teoretycznej wydajności Q_{th} przyjmuje się wartość sprawności wolumetrycznej φ_v tak i przy obliczaniu teoretycznej wysokości podnoszenia H należy przyjąć odpowiednią wartość współczynnika sprawności hydraulicznej φ_h .

Według literatury wartości współczynnika sprawności hydraulicznej φ_h można obliczyć wstępnie z wzorów:

- K. Rüttschiego [6] w postaci:

$$\varphi_{hQ} = \varphi_{hQ\infty} \frac{1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{Q}}} \quad (8a)$$

w którym dla pomp bez kierownic a tylko z osłoną spiralną wartość $\varphi_{hQ\infty} = 0,945$. Ponieważ wzór ten odnosi się tylko do pomp prawidłowo skonstruowanych i bardzo starannie wykonanych, przeto otrzymywane wartości φ_h są zbyt wysokie i w praktyce są zawsze obniżane. Wadą tego wzoru jest również brak uwzględnienia podstawowych wielkości konstrukcyjnych.

- G. Gładysiewicza [6] w postaci:

$$\varphi_h = \frac{c_1}{1 - \frac{k_h}{d_o^{3/2}}} \quad (8b)$$

w którym wyrażenie dla k_h oblicza się z zależności

$$k_h = \frac{k_w}{\sqrt{\frac{2}{240} k_p n \delta_r \operatorname{tg} \beta_{os}}} \quad (8c)$$

Wartość k_h w tym wzorze zależy od wielu czynników i jest trudna do ustalenia. Sporządzony wykres sprawności podaje wartość φ_h w zależności od średnicy D_o dla wirników pomp w granicach średnic od 100 do 1000 mm, natomiast nie można go stosować w przypadku mniejszych średnic.

- Rudniewa [5] w postaci:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_e - 0,172)^2} \quad (8d)$$

w którym $D_e = (4\div 5) 10^3 \frac{Q}{n}$ - jest średnicą zastępczą, której wartość może zmieniać się w dość szerokich granicach ze względu na nie ustalenie zmian czynnika $(4\div 5)$ w zależności od wzrostu wyróżnika szybkobieżności lub innego wymiaru konstrukcyjnego wirnika.

Posługując się częściowo danymi z literatury, wzorem K. Rütshiego oraz doświadczeniem, ustalono zależność sprawności hydraulicznej od n_{SQ} . Rys. 6 przedstawia wykres sprawności hydraulicznej dla pomp N z dopływem osiowym. Dla pomp z wirnikami dwustrumieniowymi wartość η_h należy zwiększyć o około 11% do 15% a dla pomp wielowirnikowych o 10,3% do 11%. Sprawdzenie poprawności obliczeń można przeprowadzić posługując się zależnością:

$$\eta_h = \frac{1}{2} \psi \chi (1 + p) \quad (8e)$$

gdzie:

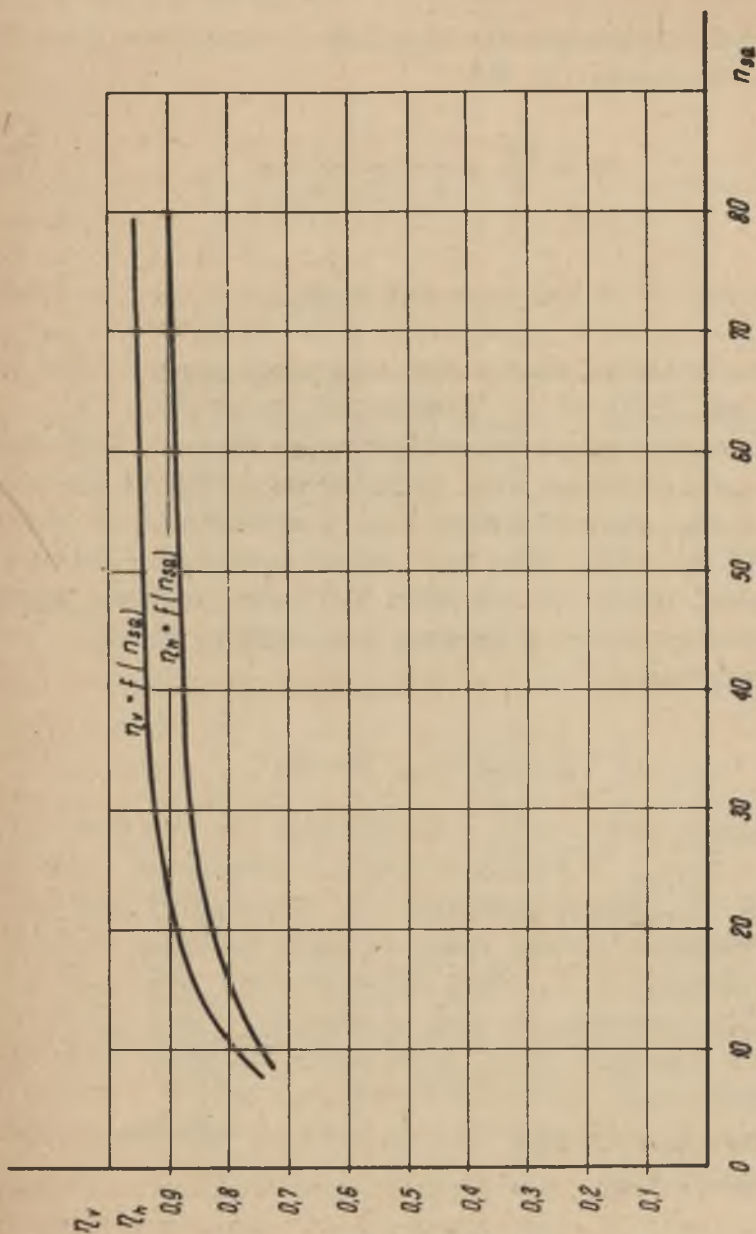
$\psi = 2 gH/u_2^2$ - wyróżnik wysokości podnoszenia,

p - poprawka Pfleiderera,

$$\chi = 1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

4.1. Poprawka Pfleiderera

Przy obliczaniu średnicy wpływowej wirnika koniecznym jest sprawdzenie poprawki Pfleiderera, uwzględniającej przejście z wirnika o nieskończonej wielkiej liczbie łopatek do wirnika o skończonej liczbie łopatek.



Rys. 6. Wykres współczynników sprawności η_v i η_h w zależności od n_{BQ}

Wartość poprawki Pfleiderera dla wirników o przepływie promieniowym wyraża się wzorem [3, 4]:

$$p = \frac{2\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2} \quad (9)$$

gdzie

$$\psi = \psi_0 + 0,6 \sin\beta_2 \quad (10)$$

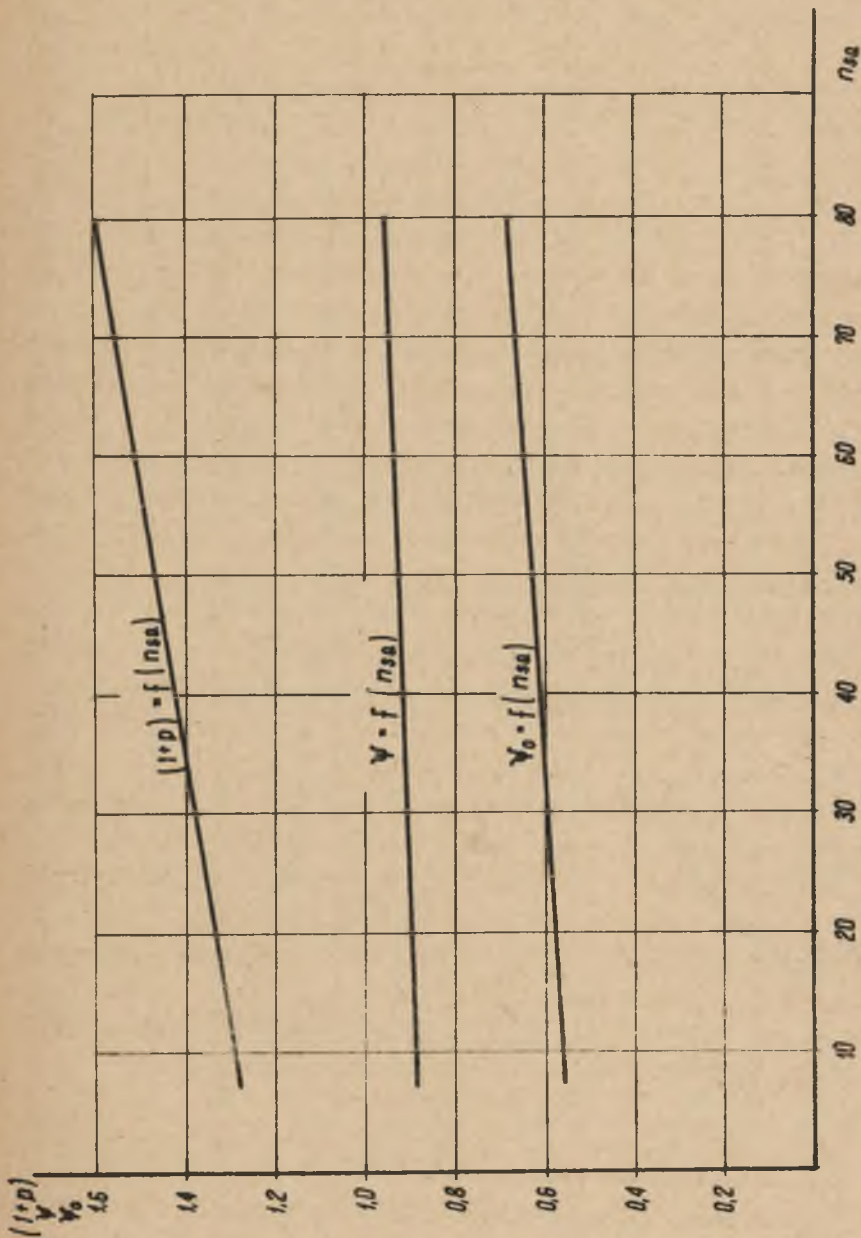
Zmieniający się człon we wzorze (10) oznaczony przez $\psi_0 = 0,55$ do 0,68 można uzależnić od n_{sQ} przedstawiając go jako $\psi_0 = f(n_{sQ})$. Obliczenia wirników wykazały, że wartość poprawki Pfleiderera wzrasta liniowo wraz ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności, którego wartość rośnie wraz z wydajnością w przypadku przyjęcia dla grupy pomp tych samych wysokości podnoszenia i niezmiennej liczby obrotów. Musi być zatem uzyskany większy moment obrotowy, który w wirniku o skończonej liczbie łopatek wyraża się wzorem:

$$M = \frac{1}{g} Q (R_2 c_{u3} - R_1 c_{u0}) \quad (11)$$

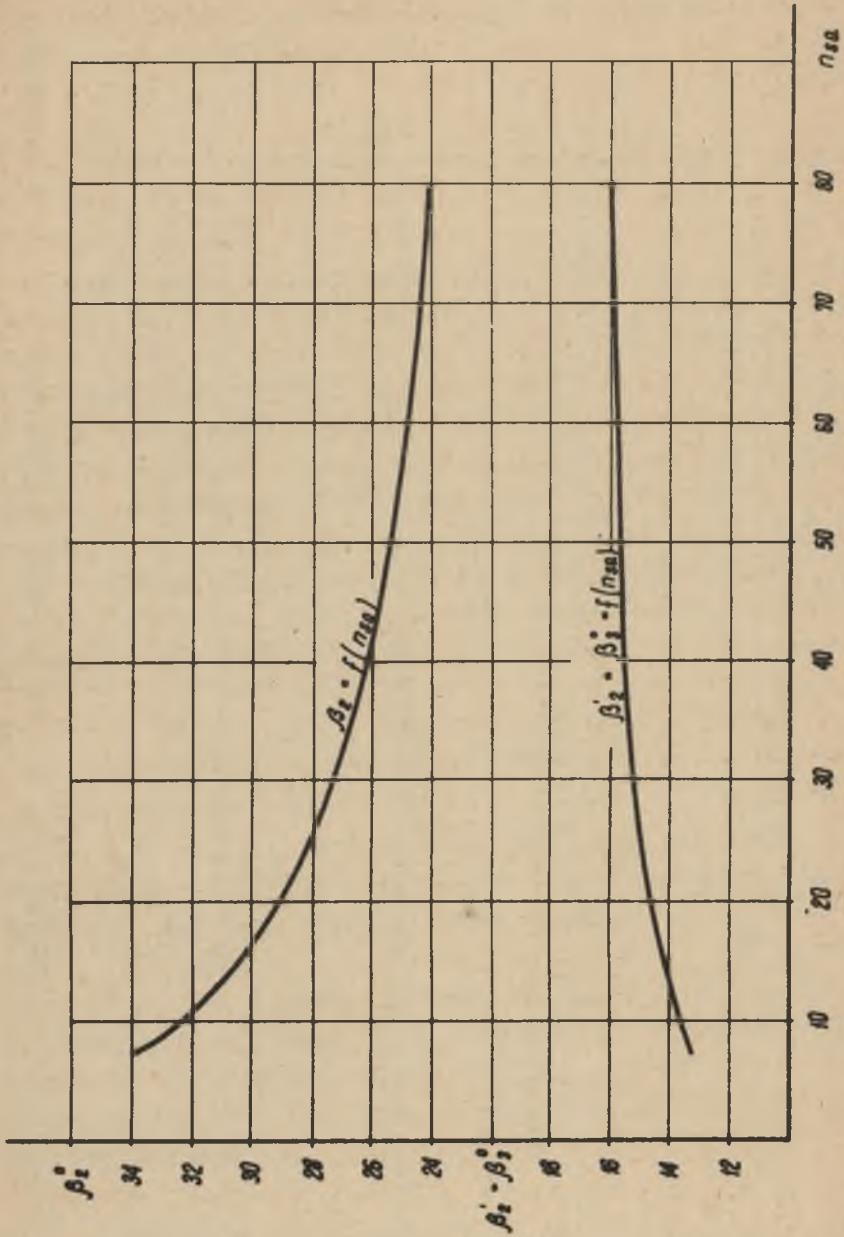
i którego wielkość rośnie wraz z wydajnością Q , wzrostem różnicy $R_2 c_{u3} - R_1 c_{u0}$ a w szczególności z promieniem zewnętrznym wirnika R_2 . Wzrost promienia R_2 dla każdej następnej wielkości u badanego szeregu można osiągnąć tylko ze wzrostem poprawki Pfleiderera p , w której skład wchodzi współczynniki ψ oraz ψ_0 . Stąd wniosek, że przy zachowaniu stałej liczby łopatek wirnika i stosunku R_1/R_2 zwiększenie wartości poprawki p można osiągnąć tylko ze wzrostem ψ i ψ_0 . Rys. 7 obrazuje zmiany wartości ψ_0 , ψ i sumy $(1 + p)$ wraz ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności n_{sQ} .

4.2. Kąty wpływowe wirnika β_2 i α_2

Według literatury kąt nachylenia łopatki na wypływie z wirnika β_2 powinien być przyjmowany w granicach od 15° do 35° przy czym większa wartość kąta β_2 winna odpowiadać najmniej



Rys. 7. Wykres współczynników ψ_0 i ψ oraz poprawki Pfeleiderera $(1 + p)$ w zależności od n_{sq}



Rys. 8. Zmiany wartości kątów β_2 i β_2^i w zależności od n_{SQ}

szemu wyróżnikowi szybkobieżności n_{SQ} . Zgodnie z tą zasadą przy obliczaniu wirników pomp typu N i ND przyjęto zmiany kąta β_2 od wartości $33^{\circ}30'$ dla najniższej wartości n_{SQ} aż do wartości 24° dla najwyższej wartości $n_{SQ} = 80$ w przypadku pomp odśrodkowych.

Na rys. 8 przedstawiona jest krzywa zmian wartości kąta β_2 dla wirników pomp N i ND o prędkościach obrotowych 2900 i 1450 obr/min, jak również krzywa wartości kąta β'_2 spowodowana zmianą trójkąta prędkości u wypływu z wirnika. Krzywa ta wskazuje, że wartość kąta β'_2 wzrasta tylko nieznacznie wraz ze wzrostem n_{SQ} .

Kąty α_2 są uzupełnieniem parametrów potrzebnych do wykreślenia trójkąta prędkości oraz są przydatne przy obliczaniu wartości χ występującej we wzorze (8).

Wartości kątów α_2 i α'_2 wzrastają równomiernie liniowo wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} , co jest zgodne ze zmianami kształtu trójkąta prędkości na wypływie z wirnika.

4.3. Prędkość obwodowa u_2 i średnica zewnętrzna wirnika D_2

Do wyznaczenia prędkości obwodowej u_2 stosuje się podstawowe równanie pomp wirowych w jego ogólnej postaci:

$$H_{r\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u0}) \quad (12)$$

które po rozwiązaniu w odniesieniu do u_2 przy założeniu, że kąt $\alpha_0 = 0$, otrzyma postać

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_{r\infty}} \quad (13)$$

Znając u_2 można przy znanej prędkości obrotowej obliczyć zewnętrzną średnicę wirnika.

Poprawkę Pfleiderera przyjmuje się przy wstępnych obliczeniach w granicach $p = 0,25 \div 0,35$. Po obliczeniu D_2 należy sprawdzić przy pomocy wzoru (9) czy przyjęto właściwą wartość poprawki i w razie potrzeby przeprowadzić odpowiednią korektę przez ponowne obliczenie wartości u_2 i D_2 . Dla określonej grupy wirników pomp o tych samych wysokościach podnoszenia lecz zmiennych wydajnościach, wartości prędkości obwodowych u_2 i zewnętrznej średnicy wirnika D_2 wzrastają liniowo wraz z wyróżnikiem n_{SQ} .

4.3. Przesłonięcie wypływu z wirnika F_2 i szerokość wypływu z wirnika B_2

Podobnie jak na dopływie do wirnika, również i na wypływie ustalenie pozostałych wymiarów nie nasuwa już żadnych trudności. Można je przeprowadzić tabelarycznie w przypadku obliczania pewnej grupy wirników a następnie sporządzić wykresy kontrolne zmian poszczególnych parametrów wraz ze wzrostem wyróżnika n_{SQ} . Dotyczyć to będzie podziałki t_2 , stopniowego zmniejszania się grubości łopatek s_2 , liniowego wzrostu szerokości na wypływie z wirnika B_2 przy jednoczesnym wzroście powierzchni wypływu F_2 w tych samych warunków jakie podano przy określaniu wielkości na dopływie do wirnika.

Linie charakteryzujące przesłonięcia wypływu będą posiadały znaczną krzywiznę w granicach niskich wartości n_{SQ} po czym krzywizna ta będzie stopniowo malała (zbliżając się do linii prostej).

5. Wnioski

- Na podstawie przeprowadzonych rozważań można stwierdzić, że:
- w grupach pomp o jednakowych wysokościach podnoszenia, wartości prędkości południkowych c_{m1} i c_{m2} i bezwzględnych c_1 i c_2 , względnych w_1 i w_2 oraz obwodowych u_1 i u_2 rosną liniowo wraz z n_{SQ} ,
 - tak samo liniowo zmieniają się: współczynnik charakteryzujący średnicę piasty w zależności od średnicy wału - ζ_p , sre-

dnice D_0 i D_1 , podziałki t , grubości łopatek s , szerokości łopatek B_1 i B_2 , przekroje F_1 i F_2 oraz wartości składowe poprawki Pfleiderera ψ_0 ,

- liniowe zmiany parametrów wspomnianych powyżej nie wpływają na kształt krzywej kąta β_2 , który od maksymalnej wartości przy najniższym n_{SQ} maleje wraz z jego wartością; to samo lecz w odwrotnej formie odnosi się i do kąta $\beta'_2 = \beta_3$,
- zmiany kątów α_2 i $\alpha'_2 = \alpha_3$ przebiegają jako rosnące liniowo wraz ze wzrostem n_{SQ} od najniższej jego wartości, co wskazuje na prawidłowość przyjętych założeń i przeprowadzonych obliczeń.

LITERATURA

- [1] STIEPANOW A.J. - Centrobieżnyje nasosy. Moskwa 1960.
- [2] SZYMAŃSKI J. - Zależność średnicy wałów pomp wirowych od wyróżnika szybkobieżności n_{SQ} , Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika, zeszyt 27, 1967.
- [3] PFLEIDERER C. - Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer Verlag, Berlin, 1955.
- [4] ŁAZARKIEWICZ S., TROSKOLAŃSKI A.T. - Pompy wirowe, PWT, Warszawa 1962.
- [5] AJZENSZTEJN M.C. - Centrobieżnyje nasosy dla nieftianoj promyszlennosti, Moskwa 1957.
- [6] GŁADYSIEWICZ G. - Prawidłowości określające prawo podobieństwa zachodzące przy występowaniu wielkości charakterystycznych pomp wirowych, Przegląd Mechaniczny Nr 14, 1968.

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ И ПРЕДЕЛ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ
ПРИ ИСЧИСЛЕНИИ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Р е з ю м е

В статье обсуждён предел применения коэффициентов при исчислении роторов центробежных насосов, а также изменения их величины вместе с увеличением кинематического коэффициента быстроходности n_{SQ} . Рассуждения проведены для переменных эффективности при сохранении тех самых высот подъёма и постоянной вращающейся скорости.

DIMENSIONLESS COEFFICIENTS AND THE RANGE
OF THEIR APPLICABILITY TO THE PROCESS OF CALCULATING
THE RUNNERS OF ROTODYNAMIC PUMPS

S u m m a r y

The paper discusses the range of the applicability of coefficients while calculating the parameters of the runners of centrifugal rotodynamic pumps as well as the changes of their value accompanying the increase of the kinematic high-speed discriminant n_{SQ} . These considerations concern changeable efficiencies, the hoisting height and the rotary speed being constant.