

Waldemar Jędról

Instytut Techniki Ciepłej PW

## CIŚNIENIE I ZAWIROWANIE STRUMIENIA CIECZY WYPŁYWAJĄCEJ Z WIRNIKA POMPY ODŚRODKOWEJ

W pracy zwrócono uwagę na różnice w wynikach obliczeń wartości potencjalnej pracy właściwej  $Y_p$  na podstawie zależności literaturowych. Otrzymano związek między błędem wyznaczenia naporu osiowego  $F_w$  i błędem oszacowania  $Y_p$ . Wyprowadzono nowe, dokładniejsze zależności na  $Y_p$  oraz na współczynnik zawirowania  $\overline{c'_{u2}}$ . Podjęto próbę wykorzystania istniejących danych doświadczalnych oraz przedstawiono założenia do wykonania niezbędnych badań. Zastosowano jednowymiarową teorię pomp wirowych i wynikające z niej równanie Eulera.

### WYKAZ OZNACZEŃ

- $c$  - średnia po przekroju kanału międzyłopatkowego prędkość absolutna cieczy;  $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ ,  $c = |\vec{c}|$
- $c_m$  - składowa merydionalna (południkowa) prędkości  $c$
- $c_u, \overline{c_u}$  - składowa obwodowa prędkości  $c$ ;  $\overline{c_u} = c_u/u_2$
- $c'_{u2}, \overline{c'_{u2}}$  - rzeczywista (z uwzględnieniem strat w wirniku) składowa obwodowa prędkości  $c_2$  na wylocie z wirnika;  $\overline{c'_{u2}} = c'_{u2}/u_2$
- $d$  - średnica
- $D$  - wielkość pomocnicza zdefiniowana wzorem (13)
- $F_w$  - hydrauliczna siła wzdłużna (napór osiowy)
- $g$  - przyspieszenie ziemskie

- $H, H_p, H_{th}$  - wysokości podnoszenia pompy: rzeczywista, potencjalna i teoretyczna;  $H = H_{th} \eta_h$   
 $n$  - prędkość obrotowa  
 $n_q$  - kinematyczny wyróżnik szybkobieżności;  $n_q = n \sqrt{Q}/H^{3/4}$   
 $p$  - ciśnienie statyczne  
 $p_2'$  - ciśnienie tuż za wylotem wirnika  
 $p_2$  - ciśnienie na wlocie do przestrzeni okołowirnikowej I, II (na średnicy  $d_2$ )  
 $\Delta p_2, \Delta p_u$  - spadek ciśnienia w przewężeniach lub szczelinach na średnicach odpowiednio  $d_2, d_u$   
 $\Delta y_d, \Delta y_p$  - straty powstające przy wytwarzaniu w wirniku dynamicznej i potencjalnej pracy właściwej  
 $\Delta y_w$  - całkowite straty hydrauliczne w wirniku  
 $Q, Q_{th}$  - wydajności pompy: rzeczywista i teoretyczna;  
 $Q = \eta_v Q_{th}$   
 $r, \varphi, z$  - współrzędne cylindryczne  
 $u$  - prędkość obwodowa;  $u = \omega d/2$   
 $w$  - średnia po przekroju kanału prędkość względna;  
 $w = |\vec{w}|$   
 $Y, Y_{th}$  - praca właściwa pompy: rzeczywista i teoretyczna;  
 $Y = gH$   
 $Y_p$  - potencjalna praca właściwa pompy  
 $\alpha, \beta$  - kąty między wektorami prędkości odpowiednio:  $\vec{c}, \vec{u}$  oraz  $\vec{w}, \vec{u}$   
 $\gamma$  - współczynnik;  $\gamma = c_{m1}/c_{m2}$   
 $\delta$  - błąd względny  
 $\epsilon$  - współczynnik kształtu;  $\epsilon = \delta_{F_w} \delta_{Y_p}$   
 $\eta_h$  - sprawność hydrauliczna pompy  
 $\eta_k$  - sprawność kierownicy lub spirali zbiorczej  
 $\eta_p$  - sprawność procesu powiększania energii potencjalnej cieczy w wirniku  
 $\eta_v$  - sprawność objętościowa pompy  
 $\eta_w$  - sprawność hydrauliczna wirnika  
 $\varrho$  - gęstość  
 $\bar{\varrho}$  - współczynnik reakcyjności  
 $\omega$  - prędkość kątowa

## Wskaźniki dolne

- 1,2 - dotyczy odpowiednio wlotu ( $d_1$ ) i wylotu ( $d_2$ ) wirnika  
I,II - dotyczy odpowiedniej przestrzeni bocznej (okołowirnikowej)  
 $\infty$  - dotyczy nieskończenie wielkiej liczby łopatek wirnika

## WSTĘP

Podczas projektowania pompy wirowej należy możliwie dokładnie obliczyć wartość hydraulicznej siły wzdłużnej (naporu osiowego)  $F_w$ . Jest to warunek konieczny zastosowania odpowiedniego sposobu przyjęcia tej siły i wyznaczenia optymalnych wymiarów układu odciażającego i (lub) łożyska wzdłużnego.

Dokładność obliczenia siły  $F_w$  zależy bezpośrednio od precyzji wyznaczenia rozkładów ciśnień działających na boczne tarcze wirnika, będącej z kolei funkcją:

- dokładności samej metody obliczenia rozkładów  $p_I(r)$  i  $p_{II}(r)$ ,
- dokładności wyznaczenia parametrów brzegowych, to jest ciśnień  $p_{2I}$ ,  $p_{2II}$ , i zawirowań cieczy na zewnętrznych granicach przestrzeni okołowirnikowych I i II (rys.1).

W wyniku postępującego rozwoju metod obliczeniowych błąd wyznaczenia rozkładów  $p_{I,II}(r)$  obniżono do ok.  $\pm (5\div 15)\%$  [1,2,3,6]. Odpowiednio niewielki ( $\leq \pm(10\div 20)\%$ ) może być błąd oszacowania wartości siły  $F_w$ . Jest on więc znacznie mniejszy od błędu popełnianego podczas stosowania klasycznych "podręcznikowych" metod C. P f l e i d e r e r a [7,9] i A.A. Ł o m a k i n a [8].

\*Błędy zmniejszone do podanych wyżej wartości są możliwe do zaakceptowania w większości typowych zastosowań. Można je uzyskać jednak tylko wówczas, gdy przewidywane wartości ciśnień i zawirowań cieczy na brzegach obszarów I,II niewiele odbiegają od wartości rzeczywistych. Coraz większego znaczenia nabiera więc problem zwiększenia dokładności obliczania parametrów



$$p_2' = p_{w1} + \rho Y_p = p_{w1} + \rho g H_p$$

Ciśnienie cieczy na zewnętrznej granicy obszaru, o średnicy  $d_2$ , wynosi

$$p_2 = p_2' \pm \Delta p_2$$

gdzie  $\Delta p_2 \geq 0$  jest spadkiem ciśnienia w przewężeniu między wylotem wirnika a wlotem do przestrzeni okołowirnikowej, przy czym znak zależy od kierunku promieniowego przepływu cieczy w obszarze ( " + " - przepływ odśrodkowy; " - " - przepływ dośrodkowy). Zwykle jest  $\Delta p_2 \ll p_2'$ ; w szczególności w wypadku pomp jednostopniowych ze spiralnymi kanałami zbiorczymi  $\Delta p_2 \cong 0$ . Tak więc, najczęściej dla każdego z obszarów I, II

$$p_{2I} \cong p_{2II} \cong p_2' = p_{w1} + \rho Y_p$$

Przy obliczaniu siły  $F_w$ , będącej różnicą  $F_w = F_{II} - F_I$  (sił działających na boczne tarcze wirnika \*), składniki zależne od  $p_{w1}$  odejmują się. Wartość  $F_w$  jest w dobrym przybliżeniu proporcjonalna do objętości bryły powstałej przez obrót wokół osi figury ABCDH (rys.1,2) o wysokości  $\rho Y_p = \rho g H_p$ . Im większe  $Y_p$ , tym większe pole ABCDH, a więc tym większa wartość  $F_w$  i na odwrót.

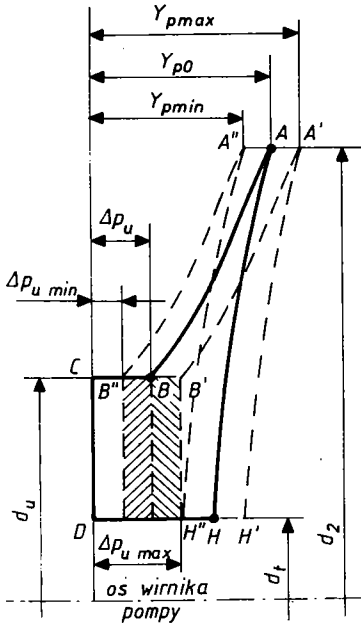
Wartość  $Y_p$  obliczona z błędem nie przekraczającym  $\delta Y_p$ , odniesionym do wartości dokładnej  $Y_{p0}$ , zawiera się między dwiema wartościami skrajnymi (rys.2):

$$Y_p \text{ min} = Y_{p0}(1 - \delta Y_p)$$

i

$$Y_p \text{ max} = Y_{p0}(1 + \delta Y_p)$$

\*) Pozostałe składniki siły  $F_w$ , związane ze zmianą kierunku strumienia cieczy wpływającego do wirnika oraz różnicą ciśnień wlotowego i atmosferycznego działających na powierzchnię wału o średnicy  $d_t$  (rys.1), można w większości przypadków zaniedbać.



Rys.2. Wpływ wartości  $Y_p$  na pole powierzchni ABCDH będące miarą wartości siły wzdłużnej  $F_w$

tylko równoległe przesunięcie krzywej AB o odcinek wynoszący maksymalnie

$$BB' = BB'' = \delta_{Y_p} \varrho Y_{p0}$$

Wynikła wskutek powyższego zmiana objętości bryły o półprzekroju ABCDH będzie równa

$$\frac{\pi}{4} (d_u^2 - d_t^2) BB' = \frac{\pi}{4} (d_u^2 - d_t^2) BB''$$

W związku z tym maksymalna różnica między obliczoną ( $F_w$ ) i dokładną ( $F_{w0}$ ) wartością siły osiowej, a więc błąd obliczenia tej siły, wyniesie

$$\Delta F_w = \pm \delta_{Y_p} \varrho Y_{p0} \frac{\pi}{4} (d_u^2 - d_t^2)$$

Wobec powyższego również wartość spadku ciśnienia  $\Delta p_u$  w uszczelnieniu szyjki wirnika zawiera się między wartościami  $\Delta p_{u \min}$  i  $\Delta p_{u \max}$ .

Dla różnych wartości  $\Delta p_u$  różne będą wartości przecieków  $q \sim \sqrt{\Delta p_u}$  i współczynników zawirowań  $k$  w przestrzeniach bocznych. Przy niewielkich błędach wyznaczenia  $\Delta p_u$ , rzędu  $\pm 10\%$ , błąd wyznaczenia przecieku będzie rzędu  $\pm 5\%$ . Spowodowany tym błąd wyznaczenia rozkładów  $k(r)$  i  $p(r)$  powinien być pomijalnie mały [6]. Można więc założyć, że dla różnych wartości  $\Delta p_u$ , zawartych pomiędzy ww. wartościami skrajnymi, kształt

krzywej AB na rys.2 nie będzie się praktycznie zmieniał. Odchylenie wartości  $Y_p$  od wartości dokładnej  $Y_{p0}$  będzie powodowało

Z drugiej strony, zgodnie z definicją błędu względnego siły

$$\Delta F_w = \pm \delta_{F_w} F_{w0}$$

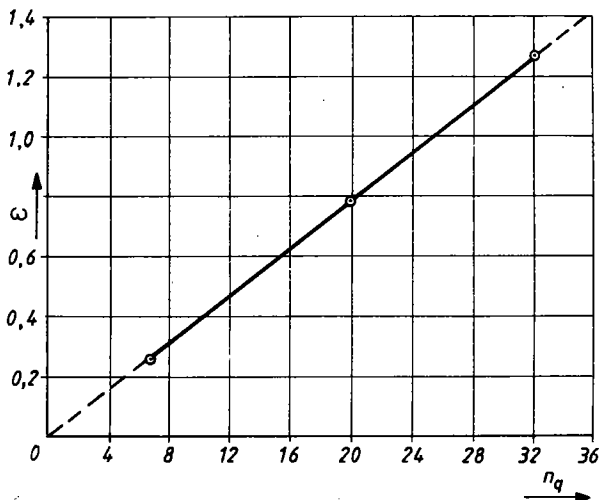
Z porównania obu powyższych związków wynika poszukiwana zależność, wiążąca wartości błędów względnych wyznaczenia potencjalnej pracy właściwej  $Y_p$  i siły  $F_w$ :

$$\delta_{F_w} = \frac{\pi}{4} \left( d_u^2 - d_t^2 \right) \rho \frac{Y_{p0}}{F_{w0}} \delta_{Y_p} = \varepsilon \delta_{Y_p}$$

Wartość współczynnika kształtu

$$\varepsilon = \frac{\delta_{F_w}}{\delta_{Y_p}} = \frac{\pi}{4} \left( d_u^2 - d_t^2 \right) \rho \frac{Y_{p0}}{F_{w0}}$$

zależy od proporcji wymiarowych wirnika i przestrzeni okołowirnikowych. Zależność  $\varepsilon = f(n_q)$ , ustaloną na podstawie obliczeń autora dla pomp wirowych odśrodkowych o wyróżnikach szybkości  $n_q = 7 \div 32$ , przedstawiono na rys.3. Jak widać, ze wzrostem wartości  $n_q$  współczynnik  $\varepsilon$  liniowo rośnie



Rys.3. Zależność współczynnika kształtu  $\varepsilon = \delta_{F_w} / \delta_{Y_p}$  od wyróżnika szybkości  $n_q$

przekraczając wartość  $\varepsilon = 1$  przy  $n_q > 25,5$ . Błąd wyznaczenia siły  $F_w$  staje się wówczas większy od powodującego go błędu wyznaczenia wielkości  $Y_p$ .

## 12. METODY OBLICZANIA WARTOŚCI $Y_p$ I PRAWDOPODOBNA WARTOŚĆ BŁĘDU OZNACZANIA SIŁY $F_w$

Literaturowe wzory na  $Y_p$ , wyprowadzane na podstawie jednowymiarowej teorii pomp wirowych i przy zastosowaniu daleko idących uproszczeń, są następujące:

Według P f l e i d e r e r a [9]

$$Y_p = \eta_h Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) \quad (1)$$

Według Ł a z a r k i e w i c z a i T r o s k o l a ń s k i e g o [7] oraz W a s i l c o w a [12]

$$Y_p = \eta'_h Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) \quad (2)$$

Według Ł o m a k i n a [8]

$$Y_p = Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) \quad (3)$$

T h o r n e [11] podaje za Z a n k e r e m wzór pół-empiryczny

$$Y_p = Y_{th} \left[ 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} - \frac{1}{2} (1 - \eta_h) \right] \quad (4)$$

zaś Wasilcow [12], na podstawie empirycznej zależności wiążącej stopień reakcyjności pompy z kinematycznym wyróżnikiem szybkobieżności  $n_q$  pompy, następujący wzór wynikający z (2):



$$Y_p = \eta'_h Y_{th} (0,6125 + 0,00228 n_q) \quad (2a)$$

Należy podkreślić, iż w literaturze brak jest jakichkolwiek informacji o dokładności powyższych wzorów i sugestii co do wyboru jednego z nich.

W powyższych wzorach  $\eta'_h$  jest sprawnością hydrauliczną wirnika pompy, której wartość zaleca się obliczać ze wzorów: wg [10, 12]

$$\eta'_h \cong \sqrt{\eta_h} \quad (5a)$$

wg [7]

$$\eta'_h = \frac{1}{2} (1 + \eta_h) \quad (5b)$$

Dla  $\eta_h \geq 0,8$  z obu wzorów otrzymuje się praktycznie takie same wartości.

Zalecenia te oparte są na założeniu, że straty hydrauliczne rozkładają się po połowie na wirniki i elementy odprowadzające ciecz z wirnika (spiralny kanał zbiorczy, kierownice, dyfuzor wylotowy), czyli że sprawność wirnika i sprawność elementów odprowadzających ciecz są sobie równe.

T a b l i c a 1

$n_q$	$\eta_h$	$\eta'_h$	$Y_p$ [J/kg] wg wzorów:				
			(1)	(2)	(3)	(4)	(2a)
10	0,832	0,9121	548,4	601,2	659,1	579,9	546,4
20	0,868	0,9317	558,2	599,2	643,1	583,4	554,2
30	0,884	0,9402	562,3	598,1	636,1	584,6	568,2

W tabelicy 1 podano wyniki przykładowych obliczeń  $Y_p$  wykonane dla trzech pomp o następujących parametrach:  $Y = 784,5$  J/kg ( $H = 80$  m);  $\omega = 306,8$  rad/s ( $n = 2930$  obr/min);  $d_2 = 0,258$  m  $\rightarrow u_2 = 39,58$  m/s; i wyróżnikach szybkoobrotowości

$n_q = 10, 20$  i  $30$  ( $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}, 120 \text{ m}^3/\text{h}, 270 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Sprawność  $\eta_h$  obliczono na podstawie powszechnie stosowanych wzorów empirycznych [7,8], zaś  $\eta_h'$  wg wzoru (5a).

Można przyjąć z dużym prawdopodobieństwem, iż rzeczywista wartość  $Y_p$  mieści się w zakresie wartości podanych w tabelicy 1. Łatwo wówczas zauważyć, że niefortunny wybór wzoru na  $Y_p$  może spowodować błąd wynoszący dla  $n_q = 10, 20, 30$  odpowiednio:

- przeciętnie: + 10,3%; + 8%; + 6%  
(wówczas gdy wartość dokładna leży pośrodku zakresu);
- w najgorszym razie: - 20,6%; - 16%; - 12%  
(wówczas, gdy wartość dokładna leży na prawym skraju zakresu).

Zatem dla pomp o najczęściej spotykanych wartościach wyróżników  $n_q = 20 \div 30$ , dla których  $\varepsilon = 0,8 \div 1,2$  (rys.3) maksymalne błędy wyznaczenia siły  $F_w$ , spowodowane niedokładnościami zależności literaturowych na  $Y_p$ , mogą osiągać wartości rzędu -  $(0,8 \cdot 16 \div 1,2 \cdot 12)\% = - (12,8 \div 14,4)\%$ . Są to wartości tego samego rzędu, co wartości błędów wynikających ze współczesnych metod obliczania rozkładów ciśnień.

Płyne stąd ważny wniosek, że dalsze doskonalenie metod obliczania rozkładów ciśnień bez równoczesnego doskonalenia sposobów wyznaczania  $Y_p$  jest bezcelowe.

### 1.3. SKUTKI NIEDOKŁADNEGO OSZACOWANIA WYLOTOWEGO ZAWIROWANIA CIECZY

Wykonane przez autora obliczenia wskazują, że mniejsze znaczenie dla precyzji wyznaczenia  $F_w$  ma niedokładne oszacowanie składowej obwodowej  $c'_{u2}$  prędkości cieczy na wylocie z wirnika [6]. Z ich rezultatów wynika, że wpływ błędu oszacowania współczynnika zawirowania cieczy na średnicy  $d_2$  na błąd wyznaczenia siły  $F_w$  jest przynajmniej 2÷3-krotnie mniejszy niż wpływ błędu oszacowania  $Y_p$ . Pomimo to, dążąc do minimalizacji błędu obliczania siły, również graniczne zawi-

rowanie cieczy należy wyznaczać z dokładnością większą niż dotychczas.

Według podręczników [7,8] współczynnik zawirowania cieczy na wylocie z wirnika wynosi (w wypadku prostopadłego napływu na łopatki wirnika)

$$\overline{c}_{u2} = \frac{c_{u2}}{u_2} = \frac{Y_{th}}{u_2^2} = \frac{Y}{\eta_h u_2^2}$$

Zależność powyższa nie uwzględnia strat hydraulicznych w wirniku pompy, wskutek istnienia których rzeczywisty współczynnik zawirowania  $\overline{c}'_{u2}$  powinien być mniejszy od  $\overline{c}_{u2}$ . W dotychczasowej literaturze zwrócił na to uwagę tylko, jak się wydaje, L.E. C z e g u r k o [5].

Z przedstawionych wyżej powodów zagadnienie wyznaczenia obu granicznych parametrów strumienia cieczy wymaga dokładniejszej analizy.

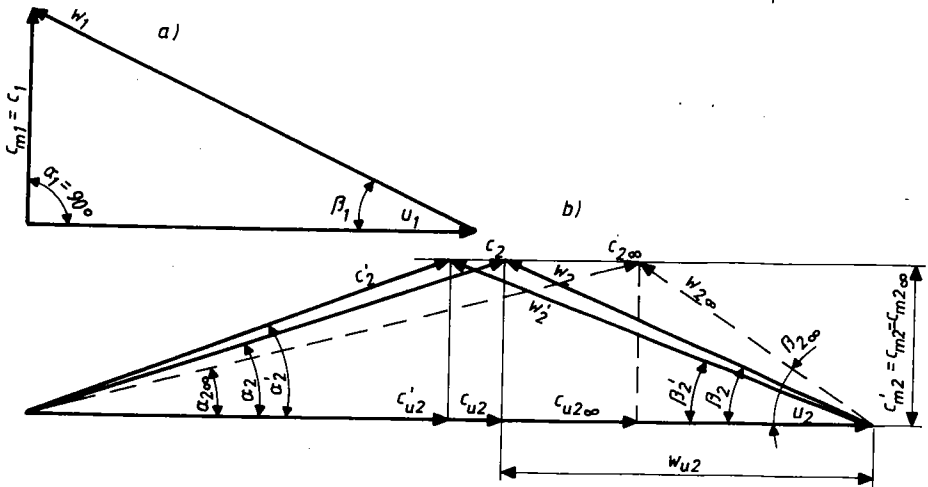
## 2. UŚCIŚLONE ZALEŻNOŚCI NA $Y$ , ORAZ $c'_{u2}$

### 2.1. ZAWIROWANIE STRUMIENIA NA WYLOCIE WIRNIKA

Poniższe rozważania oparto na założeniu jednowymiarowej teorii pomp wirowych. Rozpatrzono uśredniony po szerokościach kanałów wirnika, ustalony przepływ cieczy. W związku z tym wykorzystano klasyczne równanie Eulera. Przyjęto, że pompa pracuje z wydajnością zbliżoną do wydajności obliczeniowej.

Na rys.4b przedstawiono trójkąt prędkości cieczy wypływającej z wirnika, odpowiadające uczynionemu założeniu. Na rysunku tym:

- prędkości i kąty z indeksem " $\infty$ " odpowiadają przypadkowi nieskończonej wielkiej ( $z = \infty$ ) liczby łopatek i braku strat hydraulicznych ( $\eta_h = 1$ ), np.  $c_{u2\infty}$ ,  $\beta_{2\infty}$ ;



Rys.4. Trójkąty prędkości na wlocie i wylocie z wirnika

- prędkości i kąty bez dodatkowych indeksów, np.  $c_{u2}$ ,  $\beta_2$ , odpowiadają przypadkowi  $z < \infty$ , lecz jeszcze  $\eta_h = 1$ ;
  - prędkości i kąty z dodatkowym indeksem górnym "prim" odpowiadają przypadkowi rzeczywistemu, tj.  $z < \infty$  i  $\eta_h < 1$ .
- Założono, iż we wszystkich powyższych przypadkach przez wirnik przepływa jednakowy strumień objętości \*)

$$Q'_{th} = Q_{th} = Q_{th\infty} \quad (6a)$$

wskutek czego jednakowe są składowe południkowe (merydionalne) prędkości całkowite

$$c'_{m2} = c_{m2} = c_{m2\infty} \quad (6b)$$

\*) Strumień  $Q_{th} = \pi d_2 b_2 c_{m2} / \varphi_2$ , gdzie  $\varphi_2$  jest współczynnikiem przesłonięcia wylotu o szerokości  $b_2$  przez łopatki, jest większy od strumienia  $Q$  wypływającego z pompy o straty przecieku przez wewnętrzne uszczelnienia pompy;  $Q_{th} = Q / \eta_v$ . Założenie (6a) jest z pewnością przybliżone. Przez analogię z wieloma rodzajami prostszych przepływów (np. wpływ ze zbiornika przez dyszę bez uwzględnienia strat i z ich uwzględnieniem można przypuścić, iż  $Q_{th} > Q'_{th}$  i  $c_{m2} > c'_{m2}$ . Można to będzie wziąć pod uwagę w dalszych etapach rozwiązywania postawionego zagadnienia.

Dla uproszczenia rozważań przyjęto najczęściej spotykany przypadek prostopadłego napływu na łopatki wirnika<sup>\*)</sup>, tj.  $\alpha_1 = 90\%$  (rys.4a). Wirnik dostarcza wówczas cieczy energię właściwą równą, zgodnie z równaniem Eulera,

$$Y_{th} = u_2 c_{u2} \quad (7)$$

która, pomimo indeksu "th" jest wielkością rzeczywistą; po odjęciu wszystkich strat hydraulicznych otrzymuje się z niej inną wielkość rzeczywistą - użyteczny przyrost energii cieczy, czyli pracę właściwą  $Y$  pompy. Składowa  $c_{u2}$  prędkości wylotowej jest natomiast wielkością pomyślaną, ponieważ ze względu na straty hydrauliczne  $\Delta Y_w$  w wirniku ciecz na jego wylocie ma energię mniejszą:

$$Y'_{th} = Y_{th} - \Delta Y_w = u_2 c'_{u2} \quad (8)$$

Rzeczywiste, uśrednione po powierzchni kanałów przepływowych prędkości cieczy to  $c'_2$  i  $c'_{u2}$ , dlatego też właśnie ta ostatnia wielkość (a nie  $c_{u2}$ ) reprezentuje rzeczywiste zawirowanie cieczy na wylocie z wirnika.

Oznaczając sprawność hydrauliczną wirnika przez  $\eta_w$  (dla odróżnienia od wielkości  $\eta_h$ , tak samo nazywanej, lecz mającej inne wartości) i definiując ją jako

$$\eta_w = \frac{Y'_{th}}{Y_{th}} = \frac{c'_{u2}}{c_{u2}} \quad (9)$$

otrzymuje się rzeczywiste wartości składowej  $c'_{u2}$

$$c'_{u2} = \eta_w c_{u2} = \eta_w \frac{Y_{th}}{u_2}$$

---

<sup>\*)</sup> Jest to przypadek szczególny; przyjęcie go jest jednak usprawiedliwione, ponieważ większość pomp wirowych odśrodkowych jest projektowana przy takim właśnie założeniu.

i współczynnika zawirowania strumienia wypływającego z wirnika

$$\overline{c'_{u2}} = \frac{c'_{u2}}{u_2} = \eta_w \frac{Y_{th}}{u_2^2} \quad (10)$$

Dostatecznie dokładne oszacowanie wartości  $c'_{u2}$  wymaga uprzedniego odpowiednio dokładnego wyznaczenia sprawności  $\eta_w$  wirnika \*) (na drodze analizy teoretycznej i wykorzystując dane doświadczalne).

## 2.2. POTENCJALNA PRACA WŁAŚCIWA

Teoretyczna praca właściwa pompy wyrażona jest równaniem Eulera, którego drugą postać przedstawia się jako

$$Y_{th} = \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}_{Y_{pth}} + \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}_{Y_{dth}} = Y_{pth} + Y_{dth} \quad (11)$$

gdzie:  $Y_{pth}$  - teoretyczna potencjalna praca właściwa pompy,

$Y_{dth}$  - teoretyczna dynamiczna praca właściwa pompy.

Analogicznym równaniem można przedstawić energię właściwą cieczy tuż za wirnikiem, a więc już po zaistnieniu strat  $\Delta Y_w$ :

$$Y_{th} = \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2'^2}{2}}_{Y_p} + \underbrace{\frac{c_2'^2 - c_1^2}{2}}_{Y_d} = Y_p + Y_d \quad (12)$$

---

\*) Wartość  $Y_{th} = Y/\eta_h$  można obliczyć wystarczająco dokładnie, opierając się na wielokrotnie sprawdzonych empirycznych zależnościach na  $\eta_h$  (por. p. 3.1).

Dla  $\alpha_1 = 90^\circ$  jest  $c_1 = c_{m1}$  (rys.4a), wobec czego

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 = u_1^2 + c_{m1}^2$$

stąd

$$Y_{pth} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_{m1}^2}{2}$$

Przyjmując [7 ÷ 10], iż  $c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2Y}$ ,  $c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2Y}$ , można napisać

$$c_{m1} = \gamma c_{m2}$$

gdzie

$$\gamma = \frac{K_{cm1}}{K_{cm2}} = f(n_q)$$

Uwzględniając powyższe otrzyma się

$$Y_{pth} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + \gamma^2 c_{m2}^2}{2} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_{m2}^2}{2} + \frac{\gamma^2 - 1}{2} c_{m2}^2$$

Z rys.4b:  $w_2^2 - c_{m2}^2 = w_{u2}^2 = (u_2 - c_{u2})^2$  skąd, po uwzględnieniu (7),

$$\begin{aligned} \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_{m2}^2}{2} &= \frac{u_2^2 - (u_2 - c_{u2})^2}{2} = u_2 c_{u2} - \frac{c_{u2}^2}{2} = \\ &= Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) \end{aligned}$$

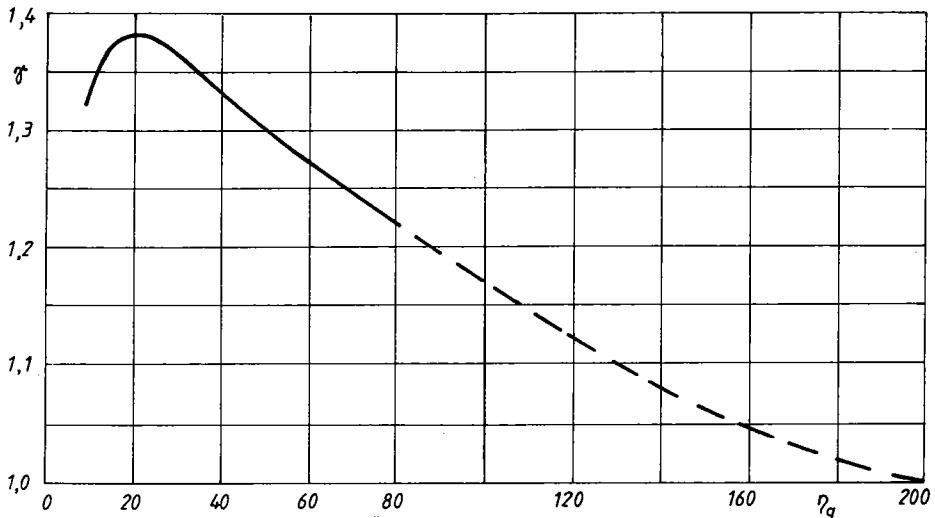
Oznaczając

$$\frac{\gamma^2 - 1}{2} c_{m2}^2 = D \quad (13)$$

otrzymano

$$Y_{pth} = Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) + D \quad (14)$$

Zależność  $\gamma(n_q)$ , otrzymaną na podstawie danych doświadczalnych zawartych w [10], przedstawiono na rys.5.



Rys.5. Zależność współczynnika  $\gamma = c_{m1}/c_{m2}$  od wyróżnika szybkości  $n_q$

Uwzględniając straty hydrauliczne  $\Delta Y_w$  w wirniku można zapisać oczywiste relacje:

$$Y'_{th} = Y_{th} - \Delta Y_w < Y_{th}$$

$$Y_p = Y_{pth} - \Delta Y_p < Y_{pth}, \quad Y_d = Y_{dth} - \Delta Y_d < Y_{dth}$$

gdzie

$$\Delta Y_p + \Delta Y_d = \Delta Y_w \quad (15)$$



Oznaczając

$$\frac{Y_{pth} - \Delta Y_p}{Y_{pth}} = \frac{Y_p}{Y_{pth}} = \eta_p$$

otrzyma się ostatecznie, uwzględniając (14):

$$Y_p = \eta_p \left[ Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) + D \right] \quad (16)$$

Wielkość  $\eta_p$  można nazwać sprawnością potencjalną, tj. sprawnością bezpośredniego wytwarzania energii ciśnienia w wirniku.

Wzór (16) różni się od podręcznikowej zależności (2) tym, że:

- zamiast  $\eta_w \cong \eta'_h$  występuje  $\eta_p \neq \eta_w$ ,
- występuje w nim dodatkowy składnik  $D > 0$ .

### 23. RELACJE MIĘDZY GŁÓWNYMI PARAMETRAMI

Korzystając z równania (12) i postępując analogicznie, jak przy wyprowadzeniu wzoru (14), otrzyma się podobną do (14) zależność

$$Y_p = Y'_{th} \left( 1 - \frac{Y'_{th}}{2u_2^2} \right) + D \quad (17)$$

Można łatwo wykazać, że

$$\begin{aligned} \eta_p &= \frac{Y_p}{Y_{pth}} = \frac{2u_2 c'_{u2} - c_{u2}^2 + 2D}{2u_2 c_{u2} - c_{u2}^2 + 2D} = \\ &= \frac{2u_2 - c'_{u2} + 2D/c'_{u2}}{2u_2 - c_{u2} + 2D/c_{u2}} \frac{c'_{u2}}{c_{u2}} = a \eta_w \end{aligned}$$

gdzie  $a > 1$  ze względu na  $c'_{u2} < c_{u2}$ .

Stąd wypływa ważny wniosek, że

$$\eta_p > \eta_w$$

Z powyższej relacji oraz faktu, iż  $D > 0$ , wynika, iż wartość  $Y_p$  obliczona z wzoru (16) może być wyraźnie większa od wartości wyznaczonej z powszechnie w kraju stosowanej zależności (2).

Uwzględniając, iż (8,9)

$$\Delta y_w = (1 - \eta_w) Y_{th}$$

oraz

$$\Delta y_d = \frac{c_2^2 - c_2'^2}{2} = \frac{c_{u2}^2 - c_{u2}'^2}{2} = \frac{c_{u2}^2}{2} (1 - \eta_w^2)$$

otrzyma się z (15) zależność

$$\Delta y_p = \Delta y_w - \Delta y_d = (1 - \eta_w) Y_{th} - \frac{Y_{th}^2}{2u_2^2} (1 - \eta_w^2)$$

Z drugiej strony (patrz wyżej)

$$\Delta y_p = (1 - \eta_p) Y_{pth}$$

Wprowadzając współczynnik reakcyjności  $\bar{Q}$ :

$$\bar{Q} = \frac{Y_{pth}}{Y_{th}} = \frac{Y_{th} \left( 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} \right) + D}{Y_{th}} =$$

$$= 1 - \frac{Y_{th}}{2u_2^2} + \frac{D}{Y_{th}}$$

(18)

i porównując ze sobą obie zależności na  $\Delta y_p$ , otrzymano związek między sprawnościami  $\eta_p$  i  $\eta_w^*$ ):

$$\bar{q}(1 - \eta_p) = (1 - \eta_w) - \frac{Y_{th}}{2u_2} (1 - \eta_w^2) \quad (19)$$

Autor nie napotkał dotychczas w literaturze wzorów analogicznych do wyprowadzonych wyżej zależności (16) i (19).

### 3. WYZNACZENIE WARTOŚCI PARAMETRÓW BRZEGOWYCH STRUMIENIA CIECZY NA PODSTAWIE BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

#### 3.1. OSZACOWANIE WARTOŚCI $Y_p$ NA PODSTAWIE DANYCH DOSTĘPNYCH W PODRĘCZNIKACH I MONOGRAFIACH

Obliczenie  $Y_p$  ze wzoru (16) wymaga znajomości  $\eta_p$ ,  $Y_{th}$  oraz  $D$ .

Wartość  $D \ll Y_p$  można wystarczająco dokładnie oszacować korzystając ze wzoru (13), wyznaczając  $\gamma$  z rys.5 lub - jeszcze dokładniej - na podstawie zmierzonej wydajności  $Q$  oraz geometrii wirnika rozpatrywanej pompy.

\*) Z definicji poszczególnych strat i sprawności można też otrzymać, uwzględniając (18), inną prostą zależność:

$$\frac{1 - \eta_w}{1 - \eta_p} = \bar{q} \left( 1 + \frac{\Delta y_d}{\Delta y_p} \right) = \bar{q} \left( 1 + \frac{c_2^2 - c_2'^2}{w_2'^2 - w_2^2} \right)$$

Wykonując odpowiednie obliczenia dla szeregu różnych pomp otrzymano prosty wzór przybliżony, ważny dla  $n_q \leq 30(40)$ :

$$\eta_p \cong \frac{1 + \eta_w}{2}$$

Wartość  $Y_{th}$  można wyznaczyć z rozwiniętego równania Eulera, przybierającego dla  $\alpha_1 = 90^\circ$  postać

$$Y_{th} = \frac{\eta_h}{1+p} u_2 \left( u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}} \right)$$

znajdując wartość poprawki Pfleiderera  $p$  z wypróbowanych wzorów empirycznych. Równocześnie wartość  $Y_{th} = Y/\eta_h$  można oszacować (i ewentualnie skorygować) mając zmierzoną wartość  $Y$  i obliczając  $\eta_h$  dwoma sposobami:

- a) korzystając z istniejących wzorów empirycznych [7,8],
- b) na podstawie doświadczalnie wyznaczonej sprawności  $\eta$  pompy oraz zależności

$$\eta = \eta_h \eta_v (\eta_m - \zeta_t) \quad (20)$$

gdzie:

$\eta_m$  - sprawność mechaniczna pompy,

$\zeta_t$  - współczynnik strat mocy wskutek tarcia wirujących w cieczy tarcz wirnika.

Poszczególne wielkości we wzorze (20) można dość dobrze oszacować na podstawie znanych zależności i wykresów doświadczalnych.

Najtrudniej jest wystarczająco dokładnie ocenić wartość  $\eta_p$ . Można by obliczyć ją ze wzoru (19), gdyby znana była dokładna wartość  $\eta_w$ . Jednak powszechnie stosowane zależności (5a,b), wynikające z założenia równości strat hydraulicznych w wirniku i spirali zbiorczej (lub kierownicach), budzą uzasadnione wątpliwości.

Prowizorycznie można przyjmować  $\eta_w \cong \eta'_h + (0,02 \div 0,04)$ , obliczając  $\eta'_h$  z (5a) lub (5b). Jest to jednak postępowanie tymczasowe. Celowe wydaje się natomiast podjęcie próby zbudowania empirycznej zależności  $\eta_w = f(n_q, Q)$  na podstawie dostatecznie szerokich badań typowych pomp wirowych odśrodkowych o różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych.

### 3.2. DOŚWIADCZALNE WYZNACZANIE SPRAWNOŚCI $\eta_w, \eta_h, \eta_p$

Można zauważyć, że wyprowadzone zależności (9, 16 i 19) stanowią układ trzech równań algebraicznych z niewiadomymi  $\eta_h = Y/Y_{th}$ ,  $\eta_w$ ,  $\eta_p$ . Można je bez trudu obliczyć z tych równań, wyznaczając przedtem doświadczalnie wartości  $Y$ ,  $Y_p$ ,  $c'_{u2}$ . Tak znalezione wartości  $\eta_h$ ,  $\eta_w$ ,  $\eta_p$  mogą posłużyć do zbudowania postulowanej wyżej zależności oraz innych zależności empirycznych.

Wyznaczenie  $Y_p$  wymaga pomiaru ciśnienia przed wlotem wirnika oraz oszacowania ciśnienia  $p'_2$  na wylocie ( $r = r_2$ ) z wirnika. Ciśnienie  $p'_2$  można określić wyznaczając pole ciśnień  $p'_2(z, \varphi)$  przez pomiary sondą na promieniu z konieczności nieco większym od  $r_2$ , a następnie uśredniając wyniki pomiarów po szerokości i po obwodzie wirnika.

Wyznaczenie składowej  $c'_{u2}$  prędkości bezwzględnej  $c'_2$  wymaga znalezienia pola prędkości  $c'_{u2}(z, \varphi)$  a następnie możliwie dokładnego uśrednienia wyników pomiarów.

Wyznaczenie uśrednionych wartości parametrów  $Y_p$  i  $c'_{u2}$  jest więc pracochłonne i nastęrcza trudności natury metodologicznej, ponieważ:

- pomiary powinny być możliwie precyzyjne, a więc dokonane dokładnym anemometrem (najlepiej laserowym) w przypadku  $c'_{u2}$  oraz miniaturową sondą (np. piezoelektryczną) w przypadku  $p'_2$ ;
- w przypadku zastosowania sondy otworkowej do jednego lub obu tych pomiarów lub sondy piezoelektrycznej należy ją siłą rzeczy umieścić na promieniu  $r_3 > r_2$ ; wówczas jednak mierzy się wielkości  $p'_3 \neq p'_2$  i  $c'_{u3} \neq c'_{u2}$ , przy czym nierówności te są nie tylko wynikiem relacji  $r_3 \neq r_2$ , lecz także efektem istnienia strat dyfuzorowych i zawirowań w obrębie pierścienia  $r_2 \leq r \leq r_3$ ; z drugiej strony jednak - im bliżej  $r = r_2$  dokonywany będzie pomiar, tym silniej z pewnością odczuwalna będzie niestacjonarność przepływu w ruchu absolutnym, spowodowana rzeczywistym, nierównomiernym rozkładem prędkości względnych i ciśnień pomiędzy dwiema są-

siedniami łopatkami; w związku z tym wyniki pomiarów w każdym punkcie ( $z, \varphi$ ) należałoby uśredniać za pomocą miernika całkującego po czasie.

Badania należy przeprowadzić dla 6÷15 pomp różnej wielkości i konstrukcji o różnych wyróżnikach  $n_d$ , przy czym niezbędny zakres tych badań może być dyskusyjny.

Zastosowanie w wyprowadzeniach wzorów (16, 18, 19) prostej teorii jednowymiarowej przy równoczesnej wspomnianej wyżej konieczności uśredniania wyników pomiarów oraz przy nieustalonym z natury przepływie turbulentnym stwarza niewątpliwie pewien próg dokładności metody, poniżej którego nie będzie można zejść nawet przy zastosowaniu najdokładniejszej aparatury pomiarowej.

Ze względu na wspomniane wyżej trudności, w I etapie badań można zrezygnować z pomiaru składowej  $c'_{u2}$  oraz pola  $p'_2(z, \varphi)$ , ograniczając się do pomiaru rozkładu  $p_2(\varphi)$  dla typowych pomp jednostopniowych ze spiralnymi kanałami zbiorczymi. Ciśnienie  $p_2$  można wówczas mierzyć za pośrednictwem otworków piezometrycznych wywierconych w ścianie korpusu w 6 ÷ 12 punktach równomiernie rozłożonych na obwodzie na promieniach  $r = r_2$ . Powinno być przy tym  $p_2 \cong p'_2$  wskutek braku strat na wlocie do przestrzeni bocznej; ponadto tak mierzone ciśnienie powinno być już w znacznym stopniu uśrednione zarówno po szerokości  $b_2$  jak i po czasie.

Wartość  $\eta_h$  może być i wówczas oszacowana w sposób omówiony w p.3.1. Mając  $\eta_h$  oraz  $D$  oszacowane ze wzoru (13), można będzie z (16, 18 i 19) wyznaczyć  $\eta_w$  i  $\eta_p$  oraz próbować ustalić zależności empiryczne, o których mowa wyżej.

### 3.3. PRÓBA WYKORZYSTANIA DANYCH DOŚWIADCZALNYCH Z LITERATURY

W ITC PW przygotowywane są badania doświadczalne według powyższych założeń. Tymczasem podjęto próbę wykorzystania danych doświadczalnych zamieszczonych w literaturze dotyczącej hydraulicznych sił promieniowych oraz spiralnych kanałów zbiorczych [4, 13÷15]. W żadnej z analizowanych prac nie zamiesz-

Tablica 2

Lp.	$n_e$ [-]	H [m]	$Y_{*}$ [J/kg]	$\rho$ [-]	$\eta_h$ [-]	$\eta'_h$ [-]	$\eta_w$ [-]	$\eta_k$ [-]	$\eta_p$ [-]	$\bar{c}_{a2}$ [-]	$Y_p$ [J/kg]	$D/Y_p$ [-]	$Y_p$ [J/kg] według			$\delta Y_{p,max}$	Dane doświadcz. według:
													(1)	(2)	(3)		
1	32,2	<u>29,1</u>	324,4	0,743	0,88	0,938	0,965	0,912	0,978	<u>0,524</u>	234,4	0,014	208,0	221,7	236,3	+11,3%	[13]
2	32	<u>23,3</u>	280	0,73	0,816	0,903	0,954	0,856	0,971	<u>0,530</u>	198,4	0,0104	165,1	182,8	202,4	+16,8%	[14]
3	24			0,708	0,908	0,953	0,967	0,939	0,981	<u>0,577</u>	<u>331,3</u>	0,0085	304,3	319,3	335,0	+8,2%	[15]
4	20,3	37,5	524	0,584	<u>0,702</u>	0,838	<u>0,925</u>	<u>0,758</u>	0,975	0,772	298,3	0,0024	214,3	255,8	305,3	+28,2%	[4]
5	30,1	36,4	428	0,661	<u>0,835</u>	0,914	<u>0,920</u>	<u>0,908</u>	0,958	0,627	271,2	0,0037	235,2	257,4	281,7	+13,2%	[4]

czono kompletu informacji\*) pozwalających na równoczesne wyznaczenie  $Y_p$ ,  $c'_{u2}$  oraz  $\eta_p$ ,  $\eta_w$ ,  $\eta_h$ . Niektóre wartości należało więc dedukować, z obniżoną zapewne dokładnością, na podstawie innych informacji ukrytych w tych pracach.

Wyniki pomiarów wg tych źródeł oraz obliczeń wg wzorów wyprowadzonych w niniejszej pracy zamieszczono w tabl. 2. Wielkości podkreślone są bezpośrednim wynikiem pomiarów lub zostały podane przez autorów jako rezultat opracowania tych pomiarów. Pozostałe wielkości oszacowano na podstawie przedstawionych wyżej rozważań. Z analizy otrzymanych rezultatów wynika, że:

1. Wartości  $Y_p$ , mierzone lub obliczone ze wzoru (16), są wyraźnie większe od analogicznych wartości obliczonych na podstawie najczęściej stosowanych zależności literaturowych. W porównaniu do wartości obliczonych wg dającego pośrednie wyniki wzoru (2) różnica dochodzi do +15%; o tyle też większa może być rzeczywista siła  $F_w$  od siły obliczonej wg dotychczas przyjmowanych warunków granicznych.

2. Rozbieżności, o których mowa wyżej, wynikają z faktu, iż  $\eta_p > \eta_w > \eta'_h$ , przy czym różnica między  $\eta_p$  i  $\eta'_h$  jest znaczna. Na podkreślenie zasługuje fakt, iż we wszystkich przypadkach sprawność wirnika  $\eta_w$  była większa od sprawności  $\eta_k$  elementów zbiorczych. Głównym powodem była z pewnością uproszczona konstrukcja kanałów zbiorczych pomp badawczych. Świadczy to jednak również o konieczności głębszego zajęcia się zagadnieniem projektowania takich kanałów, pozostającego daleko w tyle za projektowaniem wirników.

---

\*) Potrzebne informacje to: geometria wirnika pompy, charakterystyki  $Y(Q)$  i  $\eta(Q)$ , rozkłady  $p'_2(z, \varphi)$  i  $c'_{u2}(z, \varphi)$  lub przynajmniej  $p'_2(\varphi)$  i  $c'_{u2}(\varphi)$ .



#### 4. WNIOSKI

1. Podawane w literaturze różne zależności na potencjalną pracę właściwą  $Y_p$  dają dość rozbieżne wartości. Wynikły stąd błąd wyznaczenia siły osiowej może być nawet większy od błędu wynikającego z ograniczonej dokładności nowoczesnych metod obliczania promieniowych rozkładów ciśnień w przestrzeniach wokół wirników.

2. W pracy wyprowadzono zależności pozwalające oszacować wartość  $Y_p$  z dokładnością większą niż uzyskiwana przy stosowaniu metod podręcznikowych.

3. Dalsze zwiększenie dokładności wyznaczania  $Y_p$  możliwe jest po wykonaniu szerokich badań doświadczalnych, pozwalających na uściślenie wartości sprawności  $\eta_w$  i  $\eta_p$ .

4. Do czasu otrzymania wyników badań, o których mowa w p. 3, słuszne wydaje się zarekomendowanie do obliczania  $Y_p$  zależności (3) Łomakina. Daje ona wyniki najbliższe wartościom zmierzonym lub obliczonym ze wzoru (16), mimo że postać wzoru (3) - nie uwzględniającego strat energii w wirniku - nie wydaje się poprawna teoretycznie. Powodem tej dobrej zgodności jest fakt, iż wartości  $\eta_p$  są bardzo bliskie jedności (por. tabl. 2). Zależność (3) można więc traktować jako formułę empiryczną.

5. Dalsza analiza teoretyczna, po wykonaniu i opracowaniu badań wg p. 2, powinna wziąć pod uwagę fakt, iż dla przypadku  $\eta_h = 1$  przez wirnik powinien płynąć strumień  $Q_{th}^* > Q_{th}$ . Należy to uwzględnić w trójkątach prędkości na wylocie z wirnika (uściślenie rys.4b) oraz w dalszej modyfikacji wyprowadzonych w pracy wzorów. Należy wówczas uwzględnić także zawirowanie cieczy na wlocie wirnika powodowane strumieniem przecieku wpływającego ze szczeliny na szyjce wirnika.

#### LITERATURA

- [1] Pompy przemysłowe zmodernizowanej konstrukcji. Temat 2. Modernizacja elementów odciażających siły wzdłużne. Spra-

- wozdania z prac wykonanych w CPBR 5.9.2, etap I...IV, 1987-1990 (mszynopisy), ITC PW.
- [2] Modernizacja pomp w celu poprawy ich sprawności. Cz.II. Obliczanie sił osiowych w pompach. Sprawozdanie z prac wykonanych w CPBR 5.1.2 Warszawa 1990 (maszynopis), ITC PW.
  - [3] Teoretyczno-doświadczalne udoskonalenie metody obliczania rozkładów ciśnień wokół tarczy wirującej w osłonie. Sprawozdanie z prac wykonanych w ramach grantu przyznanego przez Min. Edukacji Narodowej. Warszawa 1991 (maszynopis), ITC PW.
  - [4] F.A. Bognickaja: Issledowanija roboczich organow nasosow dla wzwieszionnych wieszczestw. Trudy WIGM, wyp. 24 (1959).
  - [5] L.E. Czegurko: Rozgruzocznyje ustrojstwa pitatielnych nasosow. Izd. Energija, Moskwa 1978.
  - [6] W. Jędral: Metody obliczania sił wzdłużnych i układów odciążających w pompach wirowych. Pr. Nauk. PW Mechanika, z.110, 1988.
  - [7] S. Łazarkiewicz, A.T. Trokolański: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1968.
  - [8] A.A. Łomakin: Cientrobieżnyje i osiewyje nasosy. Izd. Maszynostrojenije, Moskwa 1966.
  - [9] C. Pfeleiderer: Die Kreiselpumpen fur Flüssigkeiten und Gase. Springer-Verlag, Berlin 1955.
  - [10] A.I. Stepánoff: Centrifugal and axial flow pumps. J. Wiley, N. York 1957.
  - [11] E.W. Thorne, J.R. Bower: Axial Thrust in semi-open impellers. Conf. Process Pumps, Durham 1971, s.1.
  - [12] Z.A. Wasilcow, W.W. Niewielicz: Giermieticzeskije elektronasosy. Maszynostrojenije, Moskwa 1968.
  - [13] W.B. Szemieli: Eksperimentalnoje opriedielenije osiewych sił w centrobieżnych nasosach. Wiestnik maszynostrojenija, 1958, nr 6, s.16.
  - [14] N. Uchida, K. Imaichi, T. Shirai: Radial Force on the Impeller of a Centrifugal Pump. Bull. ISME, nr 76 (1971), s.1106.
  - [15] R.C. Worster: The Flow in Volutes and its Effect on Centrifugal Pump Performance. Proc. IME, vol. 177, 1963, nr 31, s.843.

Prace [1], [2], [3] wykonano w ITC PW przy współudziale OBR Pomp Przemysłowych w Warszawie w zespołach, których wiodącymi uczestnikami byli K. Jackowski, W. Jędral, K. Karaśkiwicz, A. Segall.

PRESSURE AND SWIRL OF LIQUID ON THE OUTLET  
OF CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER

## S u m m a r y

Divergences between values of potential head  $H_p$  of a centrifugal pump, computed from different literature formulae, are discussed. The new, more accurate, formulae for head  $H_p$  and swirl coefficient  $c'_{u2}$  calculation are derived. One dimensional (Euler) theory of hydraulic turbomachines is applied.

ДАВЛЕНИЕ И ВРАЩЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА ВЫХОДЕ ИЗ РАБОЧЕГО КОЛЕСА  
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

## К р а т к о е   с о д е р ж а н и е

В работе обращено внимание на расхождения между результатами расчетов потенциального напора  $H_p$  центробежного насоса на основе различных литературных формул. Выведены новые, более точные формулы для расчета напора  $H_p$  и коэффициента вращения  $c'_{u2}$  жидкости на выходе из рабочего колеса центробежного насоса. Применена струйная теория Эйлера вихревых гидромашин.