

JERZY SZYMAŃSKI  
Katedra Mechaniki Technicznej

ZALEŻNOŚĆ ŚREDNICY WAŁÓW POMP WIROWYCH  
OD WYRÓŹNIKA SZYBKOBIEŻNOŚCI ( $n_{SQ}$ )

**Streszczenie.** W artykule omówiono zależność średnicy wału wirnika pompy wirowej od wyróżnika szybkobieżności  $n_{SQ}$ .

Rozważania przeprowadzono dla trzech stałych wysokości podnoszenia wody czystej, przy stałej liczbie obrotów lecz zmiennej wydajności.

Wyprowadzony został wzór do obliczania średnicy wału oraz pokazane zostały wykresy charakteryzujące zmiany tej średnicy w zależności od  $n_{SQ}$ .

1. Wstęp

Obliczenia pomp wirowych oraz ustalenie kształtów ich wirników jest ściśle związane z wartością wyróżnika szybkobieżności  $n_{SQ}$ . W literaturze z zakresu pomp wirowych występuje najczęściej kinematyczny wyróżnik szybkobieżności<sup>x)</sup> określany wzorem

$$n_{SQ} = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}, \quad (1)$$

gdzie:

- Q - wydajność pompy w m<sup>3</sup>/sek,
- H - wysokość podnoszenia w m. sł. wody,
- n - liczba obrotów na minutę.

<sup>x)</sup> W najnowszych pracach z dziedziny pomp wirowych występuje również bezwymiarowy wyróżnik szybkobieżności, określony wzorem

$$n_{sf} = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$$

Wyróżnik  $n_{SQ}$  we wzorze (1) jest niezależny od wartości ciężaru właściwego  $\gamma$ . Dlatego dalsze rozważania nad zagadnieniem zależności wymiarów i kształtu wirnika pompy wirowej od wyróżnika szybkobieżności będą prowadzone w odniesieniu do  $n_{SQ}$ . Odnosi się to również i do średnicy wału, na którym jest osadzony wirnik.

## 2. Analiza dotychczas stosowanych metod obliczania wałów pomp

Przy obliczaniu wału pompy należy brać pod uwagę następujące siły zewnętrzne:

- 1) siły skręcające, pochodzące od przenieszonego momentu obrotowego,
- 2) siły zginające od ciężaru własnego wału oraz części na nim osadzonych,
- 3) siły osiowe od osiowego naporu cieczy.

Dwie ostatnie z wymienionych sił w pompach wirowych są na ogół niewielkie. Decydujący wpływ na wartość minimalnej średnicy wału wywierają siły powodujące moment obrotowy. Stąd średnicę wału obliczamy najczęściej z wzoru

$$d_w = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (\text{cm}) \quad (2)$$

gdzie:

$N$  - moc na wale pompy w KM,

$A$  - współczynnik zależny od wartości dopuszczalnego naprężenia skręcającego  $k_s$ .

W dalszym ciągu, dla scharakteryzowania zależności średnicy wału od wartości dopuszczalnego naprężenia skręcającego  $k_s$ , przyjęto  $k_s = 120 \div 500 \text{ kg/cm}^2$ . Kształtowi wirnika ustalonemu na podstawie wartości wyróżnika szybkobieżności, winna odpowiadać średnica wału pompy obliczona ze wzoru (2). Dlatego też słusznym wydaje się uzależnienie średnicy wału pompy od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności.

## 3. Zależność $d_w$ od $n_{SQ}$

Zależność między średnicą wału  $d_w$  pompy a kinematycznym wyróżnikiem szybkobieżności  $n_{SQ}$  można ustalić porównując ze sobą wartości liczby obrotów, obliczonych ze wzorów (1) i (2). W ten sposób otrzymuje się równość

$$A^3 \frac{N}{d_w^3} = n_{SQ} \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}}$$

Uwzględniając zależność 
$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_p} \quad (3)$$

gdzie:  $\eta_p$  - jest współczynnikiem sprawności pompy i rozwiązując względem  $d_w$  otrzymujemy

$$d_w^3 = A^3 \frac{\gamma Q^{3/2} H^{1/4}}{75 n_{sQ} \eta_p}$$

Uwzględniając rezerwę mocy dla silnika elektrycznego w granicach od 10% do 20% oraz przyjmując  $\gamma = 1000 \text{ kg/cm}^3$ , otrzymujemy

a) dla 20% rezerwy mocy

$$d_w = A \sqrt[3]{\frac{1,2\gamma}{75}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^{3/2} H^{1/4}}{\eta_p n_{sQ}}} = A_{20} \sqrt[3]{\frac{Q^{3/2} H^{1/4}}{\eta_p n_{sQ}}}, \quad (4)$$

gdzie:

$$A_{20} = A \sqrt[3]{\frac{1,2\gamma}{75}} = 2,52 \text{ A};$$

b) dla 15% rezerwy mocy 
$$A_{15} = A \sqrt[3]{\frac{1,15\gamma}{75}} = 2,48 \text{ A};$$

c) dla 10% rezerwy mocy 
$$A_{10} = A \sqrt[3]{\frac{1,1\gamma}{75}} = 2,44 \text{ A}.$$

Tablica 1 zawiera wartości współczynników  $A$ ,  $A_{20}$ ,  $A_{15}$  i  $A_{10}$  dla wartości  $k_s$  w granicach od 120 do 500  $\text{kg/cm}^2$ .

Tablica 1

$k_s$ $\text{kg/cm}^2$	120	150	210	300	400	450	500
$A$	14,4	13,4	12,0	10,7	9,67	9,3	8,96
$A_{20}$	36,3	33,8	30,3	27,0	24,3	23,4	22,5
$A_{15}$	35,7	33,2	29,8	26,5	24,0	23,0	22,2
$A_{10}$	35,2	32,7	29,3	26,1	23,6	22,7	21,9

### 2.1. Obliczenie mocy pompy

Moc  $N_p$  na wale pompy dla badanych wirników oblicza się wzorem (3) przy zastosowaniu współczynnika sprawności pompy  $\eta_p$  jako iloczynu współczynników

$$\eta_p = \eta_v \eta_h \eta_m,$$

gdzie:  $\eta_v$ ,  $\eta_h$ ,  $\eta_m$  oznaczają odpowiednio współczynniki sprawności wolumetrycznej, hydraulicznej i mechanicznej.

Maksymalne wartości  $\eta_p$  dla pomp zostały przedstawione na rys. 1. Wykres ten, obrazujący zależność  $\eta_p$  od wyróżnika  $n_{SQ}$  został opracowany na podstawie danych zaczerpniętych z literatury.

### 2.2. Wykresy zależności $B = B(n_{SQ})$

Z uwagi na dalsze rozważania wyrażenia podpierwiastkowe, występujące we wzorach (2) i (4) oznaczymy symbolami

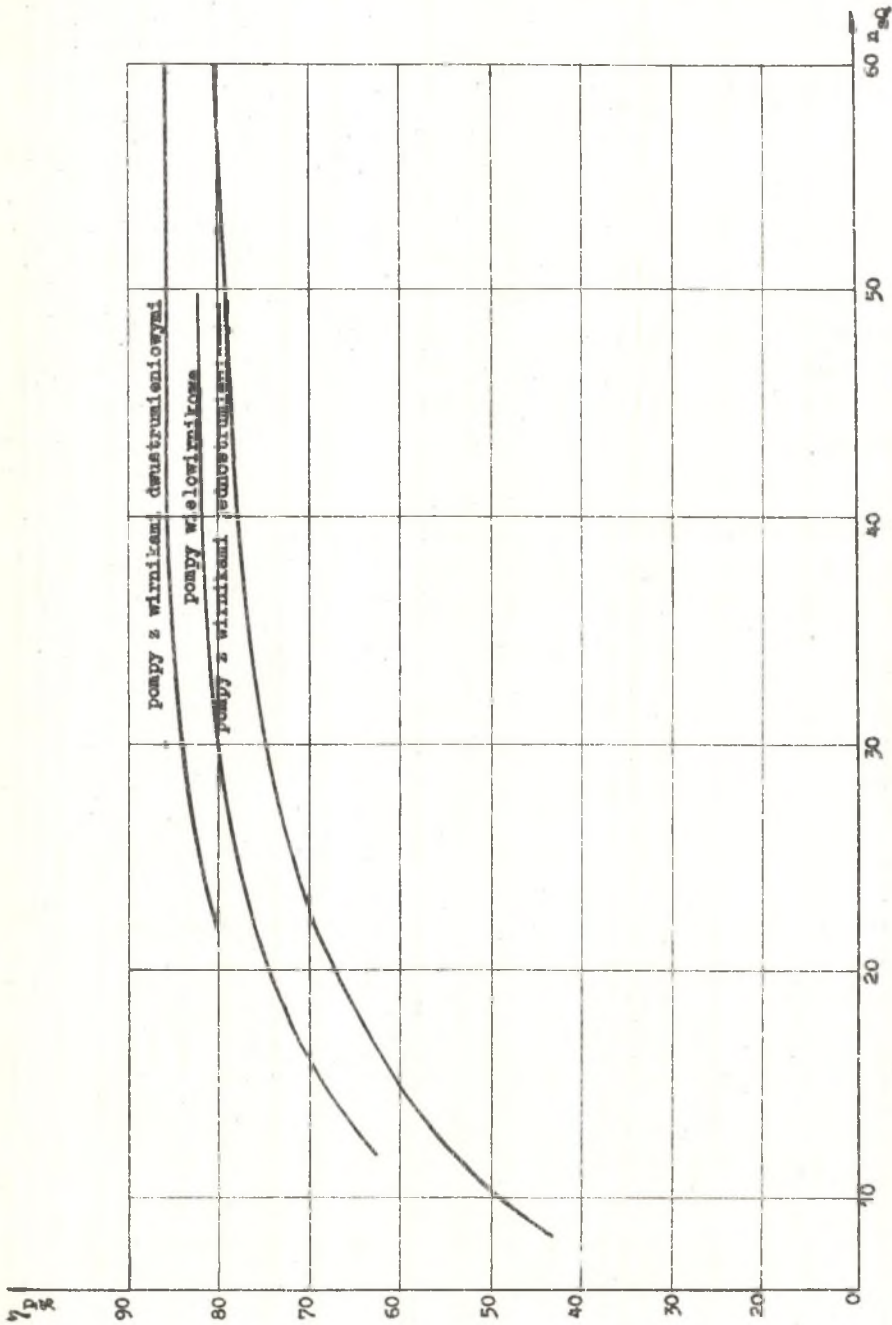
$$B_s = \left(\frac{N_s}{n}\right)^{1/3}; \quad B_p = \left(\frac{N_p}{n}\right)^{1/3}; \quad (5)$$

$$B_1 = \frac{Q^{1/2} H^{1/12}}{\eta_p^{1/3} n_{SQ}^{1/3}} \quad (6)$$

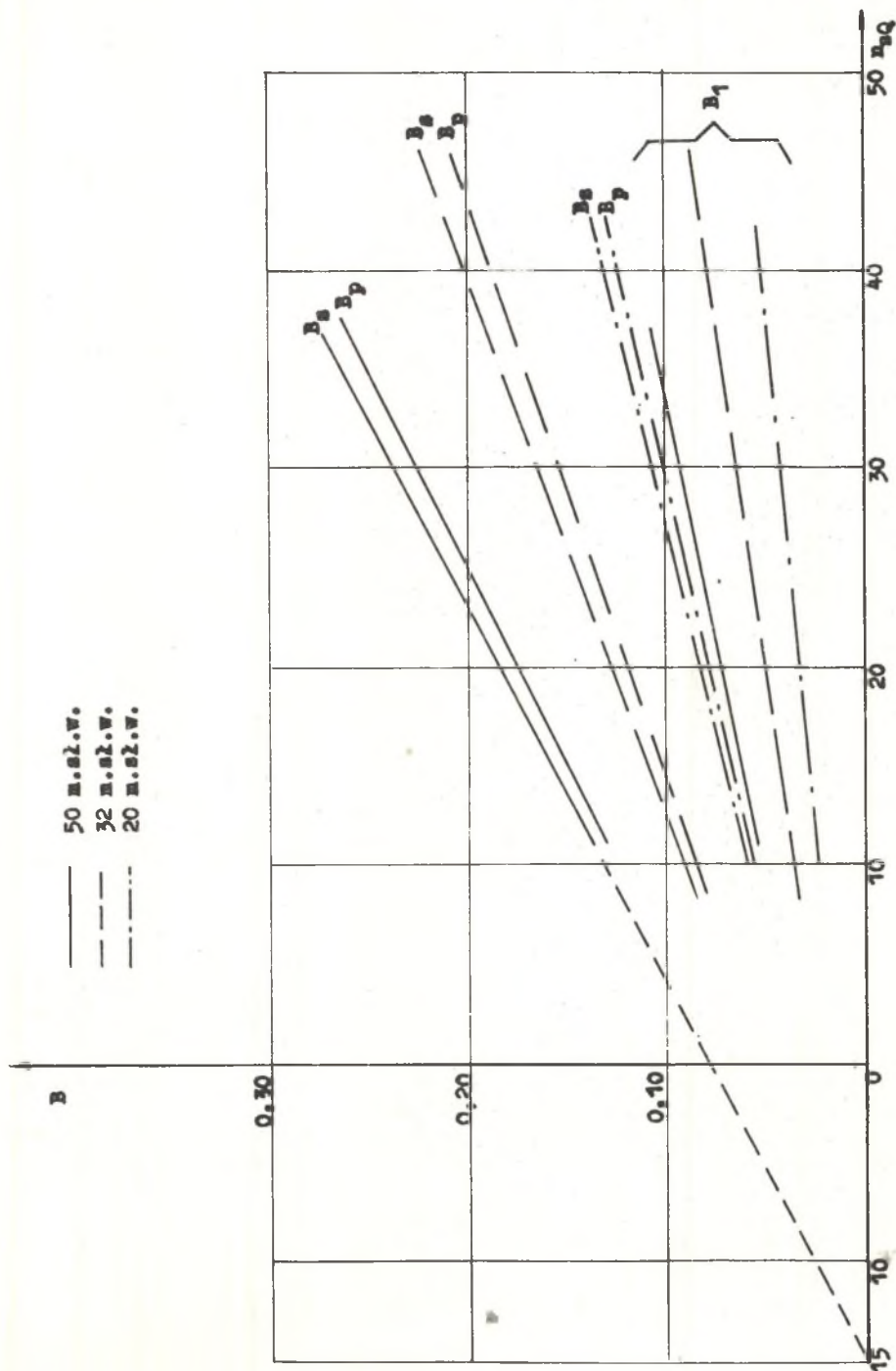
Wartości współczynników  $B$  i  $B_1$  dla poszczególnych grup wirników o stałej liczbie obrotów można przedstawić wykreślnie w postaci zależności  $B = B(n_{SQ})$ .

Na rys. 2 przedstawiono te zależności dla grupy wirników o 2900 obr/min przy stałych wysokościach podnoszenia 20, 32 i 50 m.sł.w. Jest rzeczą charakterystyczną, że punkty wykresu dały trzy grupy linii prostych, (po dwie linie w każdej grupie), które charakteryzują pewną prawidłowość wzrostu obliczonych wartości podpierwiastkowych w odniesieniu do wzrastających wartości  $n_{SQ}$ .

Wspólny punkt przecięcia prostych na osi odciętych może posłużyć do ustalenia kierunku i kąta nachylenia każdej innej prostej dla wysokości pośrednich między badanymi wysokościami podnoszenia.



Rys. 1. Współzależności sprawności pomp wirowych

Rys. 2. Wykres zależności  $B = B_{90}$

Zamieszczona poniżej tablica 2 podaje przykład obliczania współczynników  $B_s$  i  $B_1$  dla grupy wirników o 2900 obr/min przy trzech stałych<sup>3</sup> wysokościach podnoszenia 20, 32 i 50 m.sł.w.

Tablica 2  
Wartości współczynników  $B_s$  i  $B_1$

Lp.	Wielkość w typoszeregu	Wyróżnik $n_{sQ}$	$B_s$	$B_1$
1	32N- 3	8,2	0,0841	0,03345
2	32N- 3,5	10,0	0,061	0,0247
3	40N- 5	13,65	0,106	0,0415
4	40N- 6	16,8	0,0775	0,0315
5	50N- 4	10,9	0,138	0,0551
6	65N- 8	22,65	0,139	0,0540
7	65N-10	28,2	0,1065	0,0420
8	65N- 6,5	17,3	0,176	0,068
9	80N-15	42,0	0,139	0,0555
10	100N- 9	26,0	0,219	0,0860
11	100N-12	33,0	0,175	0,069
12	125N-13	36,6	0,274	0,108
13	125N-16	46,0	0,221	0,088

### 3. OBLICZENIE ŚREDNIC WAŁÓW

3.1. Dla ustalenia poglądu na zmiany wymiarów średnic wałów obliczonych wzorami (2) i (3) zostały przeprowadzone obliczenia zasadniczych typowielkości pomp jednowirnikowych w granicach  $n = 2900$  obr/min, skonstruowanych przez Dział Pomp CBKŁasz w Bytomiu i ujętych w normie resortowej Ministerstwa Przemysłu Maszynowego RN-55/MPM-01400.

Jako zasadnicze wielkości z badanego szeregu przyjęte zostały pompy w trzech grupach wysokości podnoszenia, a mianowicie:

H = 20 m sł. wody,

H = 32 m sł. wody,

H = 50 m sł. wody.

Otrzymane średnice wałów  $d_{wmin}$ , dla wartości współczynnika dopuszczalnego naprężenia  $k_s$  w granicach od 120 do 500 kg/cm<sup>2</sup>, nie uwzględniają osłabienia wału przez wpustkę. Zachodzi przeto konieczność uwzględnienia wpustki, co równoznaczne jest ze zwiększeniem wstępnie obliczonej średnicy wału  $d_{wmin}$  do nowej wartości  $d_w$ .

Dane dotyczące rowków wpustowych zostały przyjęte w oparciu o polską normę PN/M-75005.

3.2. Do obliczenia średnic wałów przy uwzględnieniu wpustki posługujemy się wzorem

$$d_w = d_{min} + 2\delta, \quad (7)$$

gdzie:  $\delta$  - oznacza głębokość wpustki.

Obliczenie otrzymanego wymiaru średnicy można sprawdzić posługując się wzorami:

1) dla wału bez wpustki

$$d_o = \sqrt{d_m d_w}, \quad (8)$$

2) dla wskaźnika wytrzymałości

$$W_o = 0,2 d_w d_{min}^2, \quad (9)$$

3) dla średnicy

$$d = \sqrt[3]{5,1 W_o} = 1,72 \sqrt[3]{W_o}, \quad (10)$$

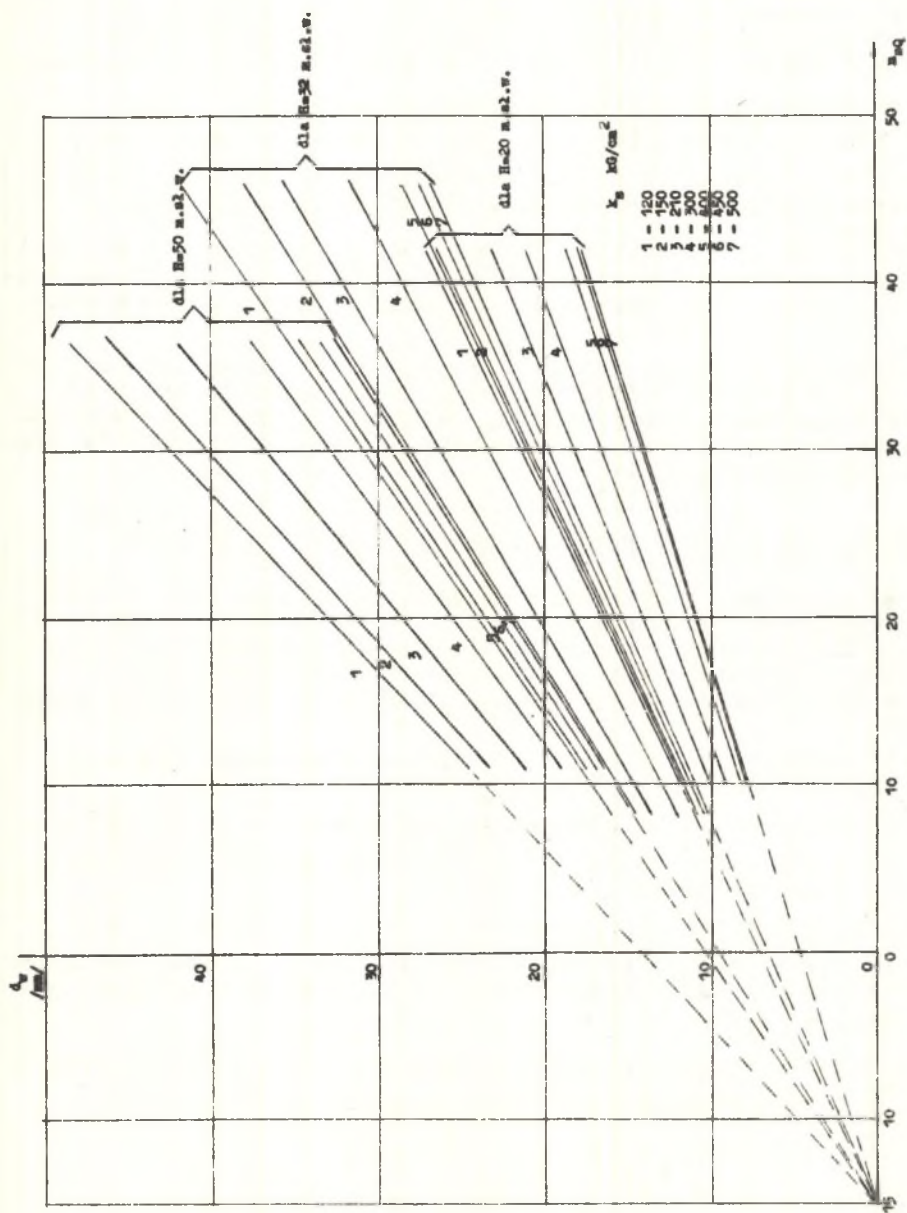
4) dla momentu bezwładności

$$J_o = 0,1 d_w^2 d_{min}^2, \quad (11)$$

5) oraz wynikającej stąd średnicy

$$d = \sqrt[4]{20,38 J_o} = 2,125 \sqrt[4]{J_o}. \quad (12)$$





Rys. 3. Wykres zależności  $d_w = d_w(n_B Q, k_B)$

Otrzymane wyniki przeliczeń dla grupy wirników o 2900 obr/min i trzech stałych wysokościach podnoszenia wykazały, że dobór średnic wałów został przeprowadzony prawidłowo. Występujące nieznaczne odchyłki przy przeliczeniu średnic nie mają praktycznego znaczenia, gdyż konstruktor w praktyce zawsze będzie dobierał średnicę wału zgodnie z obowiązującą normą.

3.3. Wyniki obliczeń średnic  $d_w$  można przedstawić również wykresie. Wykres na rys. 3 przedstawia trzy wiązki linii prostych dla trzech badanych wysokości podnoszenia 20, 32 i 50 m sł.w.

Otrzymane z obliczenia średnice wałów zarówno dla wysokości podnoszenia  $H = 20$  m sł. wody, jak i dla  $H = 32$  m sł. wody mają bardzo małe wartości przy najmniejszych wartościach  $n_{sQ}$ .

Ponieważ ze względów konstrukcyjnych nie można stosować tak małych średnic wałów, przeto koniecznym stało się przeprowadzenie takiej korekty, aby najmniejsza średnica wału odpowiadała najmniejszej dopuszczalnej praktycznie średnicy szeregu znormalizowanego.

#### 4. USTALENIE ŚREDNIC WAŁÓW WG ZNORMALIZOWANEGO SZEREGU

Biorąc pod uwagę przytoczone powyżej rozważanie oraz to, że za przykład obliczania typowo-szeregu przyjęta została grupa pomp o liczbie 2900 obr/min, skonstruowana przez Dział Pomp CBKMasz w Bytomiu, przy ostatecznym ustaleniu rosnącego układu średnic dla każdej z trzech wysokości podnoszenia przyjęto:

- 1) wymiary średnic stosowane przez Dział Pomp CBKMasz w Bytomiu,
- 2) średnice  $d_w$  otrzymane z przeliczenia przy uwzględnieniu sprawdzenia ich wymiarów na wytrzymałość oraz dopuszczalny kąt skręcenia,
- 3) wartości ze znormalizowanego szeregu średnic wg PN.

Zgodnie z przyjętymi powyżej założeniami ustalono następujące wymiary średnic podstawowych, odpowiadające najmniejszym wartościom  $n_{sQ}$ :

$$d_w = 18 \text{ mm dla wysokości podnoszenia } H = 20 \text{ m sł. wody}$$

$$\text{ i } n_{sQ} = 10 \text{ oraz dla wysokości podnoszenia } H = 32 \text{ m sł. wody}$$

$$\text{ i } n_{sQ} = 8,2;$$

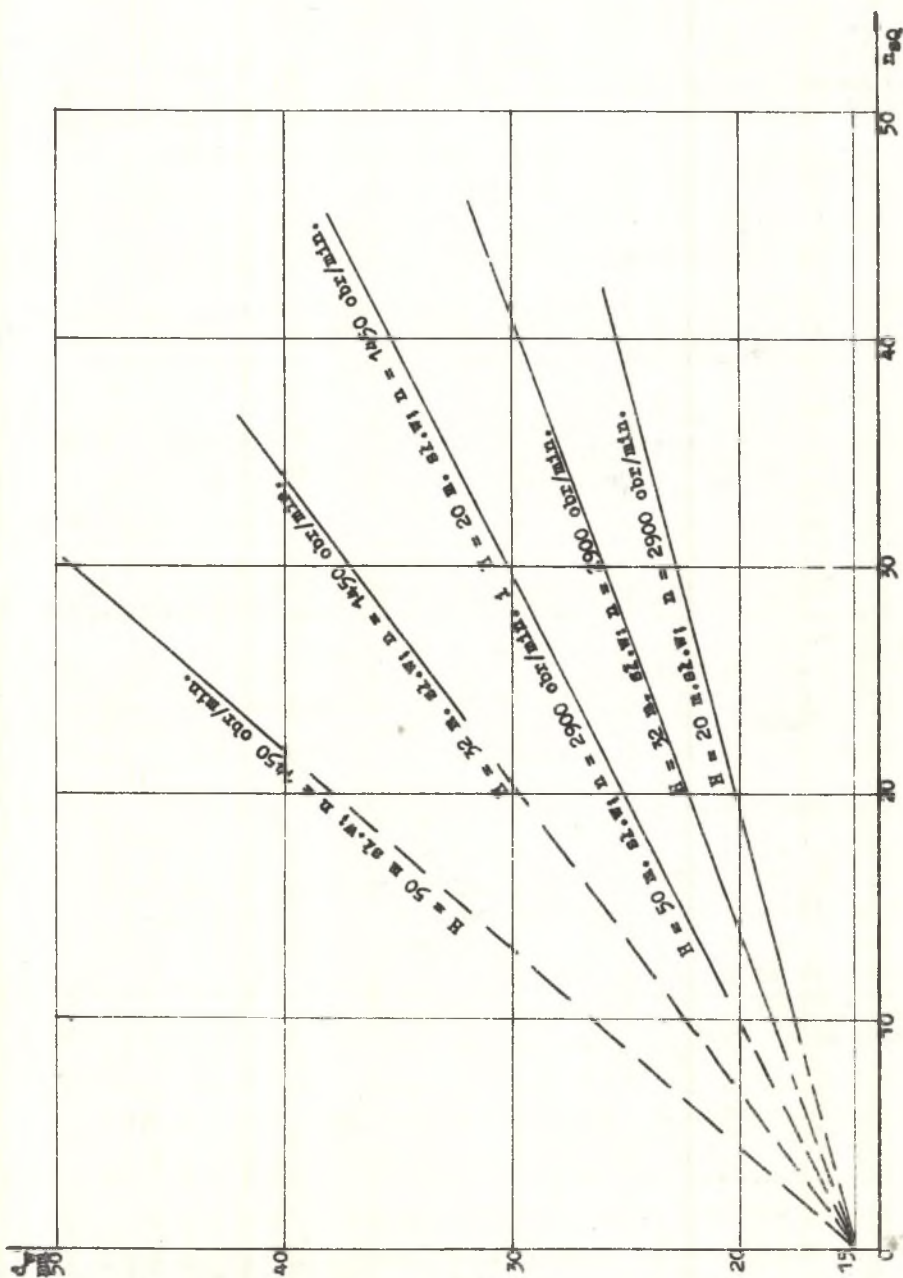
$$d_w = 20 \text{ mm dla wysokości podnoszenia } H = 50 \text{ m sł. wody}$$

$$\text{ i } n_{sQ} = 10,9.$$

Tabela 3

Średnice wałów  $d_v$  wg danych CEKM  
obliczenia, wykresu i szeregu sznormalizowanego

Lp.	Wiel- kość w typo- sre- gu	Wysokość podno- szenia H m sz.w.	Wyróż- nik szyb- ko- bież- ności $n_{nQ}$	Średnice wałów $d_v$									Wg wykre- su na rys. 4	Wg sze- regu sznor- malizo- wanego	
				Wg CEKM w Rytmu	Obliczone dla dopuszczalnych $k$							Wg wykre- su na rys. 4			Wg sze- regu sznor- malizo- wanego
					120 kg/cm <sup>2</sup>	150 kg/cm <sup>2</sup>	210 kg/cm <sup>2</sup>	300 kg/cm <sup>2</sup>	400 kg/cm <sup>2</sup>	450 kg/cm <sup>2</sup>	500 kg/cm <sup>2</sup>				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
1	32N- 3,5	20	10,0	16	11,9	11,6	10,0	9,0	8,2	8,0	7,9	18	18		
2	40N- 6	20	16,8	16	15,0	14,8	12,9	11,7	10,4	10,0	9,8	19,6	20		
3	65N-10	20	28,2	18	20,5	20,0	17,5	16,0	14,1	13,7	13,1	22	22		
4	80N-15	20	42,0	20	27,0	26,4	23,0	21,0	18,5	18,0	17,5	26	26		
5	32N- 3	32	8,2	16	16,0	14,5	13,5	12,0	10,8	10,5	10,0	18	18		
6	40N- 5	32	13,65	16	19,8	18,0	16,7	14,8	13,5	13,0	12,5	20	20		
7	65N- 8	32	22,65	20	25,7	23,5	22,0	19,5	17,6	17,1	16,5	23,4	24		
8	100N-12	32	33,0	30	33,0	30,2	28,0	24,7	22,5	21,7	21,0	27,2	28		
9	125N-16	32	46,0	35	41,8	38,0	35,5	31,5	28,5	27,5	26,8	32	32		
10	50N- 4	50	10,9	20	24,5	23,4	21,2	19,5	17,2	16,7	16,4	20	20		
11	65N- 6,5	50	17,3	20	30,5	29,0	26,5	23,5	21,6	21,0	20,4	23,5	24		
12	100N- 9	50	26,0	30	38,6	36,5	33,5	29,8	27,5	26,7	26,0	28,2	28		
13	125N-13	50	36,6	40	48,5	46,0	42,0	37,5	34,5	33,5	32,5	38	38		



Rys. 4. Wykres zależności  $d_w = d_w (n_{50})$

Przyjmując następnie równomierny wzrost średnic dla każdej wysokości podnoszenia w oparciu o układ znormalizowanych średnic wg szeregu Renarda dla każdej następnej wartości  $n_{SQ}$  otrzymana została w ostatecznym układzie nowa wiązka trzech linii prostych, wychodzących ze wspólnego punktu początkowego o współrzędnych  $n_{SQ} = 0$  i  $d_w = 15$  mm. Punkty końcowe tych trzech prostych również zostały przyjęte według szeregu znormalizowanego dla odpowiednich końcowych wartości  $n_{SQ}$ .

W tablicy 3 zebrano średnice wałów poczynając od założeń poczynionych przez Dział Pomp, CBKM w Bytomiu, obliczone średnice przy uwzględnieniu dopuszczalnego naprężenia  $k_s$  z uwzględnieniem wpustki oraz przedstawionego graficznie na rys. 3 wzrostu wymiarów ze stałym zbliżeniem do znormalizowanego szeregu średnic.

Wykres na rys. 4 pokazuje ostateczny układ średnic wałów typoszeregu dla grupy pomp o 2900 obr/min oraz 1450 obr/min po dokonaniu przeliczeń dla stałych trzech wysokości podnoszenia wg rosnącego szeregu znormalizowanego średnic.

#### 4.1. Analiza otrzymanych wyników

Analizując wyniki otrzymane dla poszczególnych grup średnic zestawionych wg wysokości podnoszenia badanych typowości można zauważyć, że:

- 1) przy wszystkich trzech stałych wysokościach podnoszenia tj. 20, 32 i 50 m sł. wody występują tylko niewielkie odchylenia od ustalonego szeregu znormalizowanego,
- 2) tablica 3 ujawniła dość znaczne odchylenia wymiarowe między wartościami średnic podanymi i szeregiem znormalizowanym z jednej strony, a przyjętymi ich wartościami przez konstruktorów, co wskazuje, że przy konstruowaniu pomp nie stosowano kryteriów stopniowego wzrostu wymiaru średnicy wału wraz ze wzrostem  $n_{SQ}$ .

Niewątpliwie musiało się to odbić na prawidłowym rozwiązaniu pozostałych wymiarów wirników i mogło mieć wpływ na zmianę krzywych charakterystycznych pomp.

Przeprowadzone rozważania w odniesieniu do uwidocznionej na wykresach prawidłowości wzrostu średnic wałów wraz ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności  $n_{SQ}$  przy stałych wysokościach podnoszenia naprowadziły na myśl ostatecznego uzależnienia wartości średnicy wału od wyróżnika  $n_{SQ}$  przy uwzględnieniu zmian wydajności, a za tym i mocy.

Można to wyrazić jako różnicę wartości  $\sqrt[3]{\frac{N}{n^3}}$  między dwoma wartościami  $n_{SQ}$ , przy pomocy następującego wzoru;

$$d_w(n) = d_w(n-1) + \text{tg} \alpha [n_{SQ}(n) - n_{SQ}(n-1)] \quad (13)$$

gdzie:

$d_w(n)$  - szukana średnica wału w mm,

$d_w(n-1)$  - wyjściowa średnica wału w mm,

$\alpha$  - kąt pochylenia prostej dla danej wysokości podnoszenia

Kąt pochylenia prostej dla szukanej średnicy wału może być określony wzorem

$$\operatorname{tg} \alpha = 100 \frac{\sqrt[3]{\frac{N_s(n)}{n}} - \sqrt[3]{\frac{N_s(n-1)}{n}}}{n_{sQ(n)} - n_{sQ(n-1)}} \quad (14)$$

przy czym wartość  $\sqrt[3]{\frac{N_s(n)}{n}}$  odpowiada szukanej średnicy wału, zaś  $\sqrt[3]{\frac{N_s(n-1)}{n}}$  - jest wartością początkową dla danej wysokości podnoszenia.

Przykład. Mając wartość początkową  $n_{sQ} = 8,2$  z typoszeregu dla pompy 32N-3, ustaloną średnicę  $d_w(n-1) = 18$  mm i również początkową wartość  $\sqrt[3]{\frac{N_s(n-1)}{n}} = 0,0841$  można ustalić średnicę wału dla pompy 40N-5 z tego samego typoszeregu o tej samej wysokości podnoszenia  $H = 32$  m sł. wody,  $n_{sQ} = 13,65$  i wartości  $\sqrt[3]{\frac{N_s(n)}{n}} = 0,104$ , a mianowicie zgodnie ze wzorem (14)

$$\operatorname{tg} \alpha = 100 \frac{0,104 - 0,0841}{13,65 - 8,2} = 0,367,$$

a następnie wg wzoru (13)

$$d_w = 18 + 0,367 (13,65 - 8,2) = 20 \text{ mm.}$$

Otrzymany wynik wskazuje, że następną średnicę wału dla wyróżnika szybkobieżności  $n_{sQ} = 13,65$  powinna mieć wartość  $d_w = 20$  mm.

Tablica 4

Średnie wartości kąta  $\alpha$  i wymiary średnio  $d_w$ 

Lp.	Wielkość w typoszeregu	Wysokość podnosz. H m sł. w.	Kąt nachylenia $\alpha$ °	Średnice $d_w$	
				Przy $tg\alpha_{sr}$ mm	Wg znormalizowanego szeregu mm
1	2	3	4	5	6
1	32N - 3,5	20	-	18	18
2	40N - 6	20	13°15'	19,64	20
3	65N -10	20	13°45'	22,38	22
4	80N -15	20	13°36'	25,31	26
5	32N - 3,5 do 80N -15	20	13°30'	25,7	26
6	32N - 3	32	-	18	18
7	40N - 5	32	20°10'	19,97	20
8	65N - 8	32	20°10'	23,23	24
9	100N -12	32	19°35'	27,1	28
10	125N -16	32	19°36'	31,8	32
11	32N - 3 do 125N -16	32	19°55'	31,68	32
12	50N - 4	50	-	20	20
13	65N - 6,5	50	27°58'	23,4	24
14	100N - 9	50	28°18'	28	28
15	125N -13	50	27°50'	33,62	34
16	50N - 4 do 125N -13	50	27°58'	33,62	34

W ten sposób, kierując się stałym przyrostem wartości  $\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$  można dla każdej następnej wartości  $n_{SQ}$  z badanego typosze-  
regu dla jednej i tej samej wysokości podnoszenia  $H$  m sł. wo-  
dy ustalić średnią wartość  $\operatorname{tg} \alpha$  jako współczynnika wzrostu  
średnicy wału dla zadanej różnicy dwóch sąsiednich wartości  
 $n_{SQ}$ .

Załączona tablica 4 podaje obliczone wartości współczynni-  
ka wzrostu średnicy wału  $\operatorname{tg} \alpha$  dla trzech rozważanych wyso-  
kości podnoszenia oraz ustalone wymiary średnic przy średniej  
wartości  $\operatorname{tg} \alpha$  dla grupy pomp o 2900 obr/min.

Już na pierwszy rzut oka można stwierdzić, że otrzymane  
wartości  $\operatorname{tg} \alpha$  dla wszystkich trzech rozważanych przypadków  
charakteryzujących wzrost średnic  $d_w$ , minimalnie różnią się  
między sobą. Sprawia to, że dla ustalenia wartości pośrednich  
średnic  $d_w$  mieszczących się w granicach skrajnych tj. dol-  
nych i górnych wartości wyróżnika  $n_{SQ}$  można przyjąć średnią  
wartość  $\operatorname{tg} \alpha$  obliczoną dla tych właśnie granic.

#### 4.2. Obliczenie średnic wałów dla pomp o innej liczbie obrotów

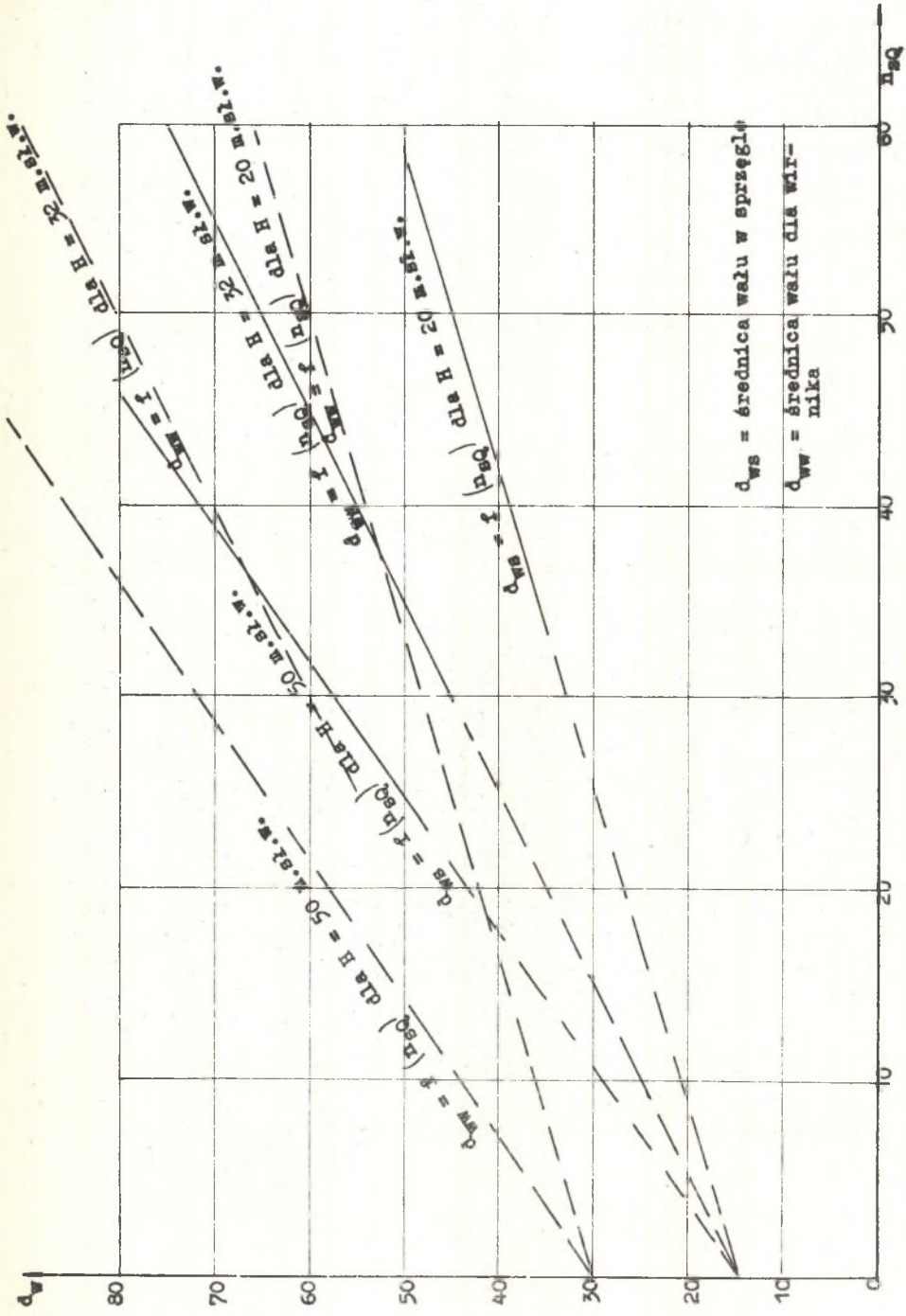
Postępując analogicznie jak w przypadku grupy pomp o 2900 obr/  
/min można obliczyć średnice wałów dla grupy pomp o 1450 obr/  
/min lub 960 obr/min przy zachowaniu stałych wysokości podno-  
szenia jakie wynikają z przyjętego układu dobranych wielkości  
w typo-szeregu. Wykres na rys. 4 obrazuje zależność średnic  
wałów od  $n_{SQ}$  dla grupy pomp o liczbie 1450 obr/min.

W przypadku pomp z wirnikami bliźniaczymi, przy zachowaniu  
podanego powyżej sposobu obliczania, powinny być ustalone dwie  
średnice; jedna  $d_{ws}$ , uwzględniająca wymiar wału w sprzęgle  
oraz druga  $d_{ww}$ , podająca wymiar wału w miejscu osadzenia  
wirnika. Ta ostatnia powinna być większą od średnicy wału w  
sprzgle o około 15 mm. Wykres na rys. 5 obrazuje tę samą za-  
leżność dla pomp z wirnikami bliźniaczymi o 1450 obr/min  
oraz trzech stałych wysokościach podnoszenia 20, 32 i 50 m.  
sł. wody.

#### 4.3. Obliczanie średnic wałów dla pomp wielostopniowych

W przypadku pomp wielostopniowych można stosować również po-  
dany powyżej sposób obliczania wałów jak dla pomp jednowir-  
nikowych z tym zastrzeżeniem, że dla uzyskania prawidłowego  
wzrostu mocy wraz z  $n_{SQ}$  należy obliczenia przeprowadzić  
dla stałej wysokości podnoszenia wszystkich wirników czyli  
 $H_c = i \cdot H$ , gdzie  $i$  jest to ilość wirników.





Rys. 5. Wykres zależności średnic wałów od  $n_{SQ}$  dla pomp typu HD z wirnikami bliż-  
niaczymi o 1450 obr/min.

$d_{ws}$  = średnica wału w sprężel.  
 $d_{ww}$  = średnica wału dla wir-  
nika

Wysokość tę należy przyjąć jako graniczną, jeżeli w badanym lub projektowanym szeregu osiągają ją co najmniej dwie lub trzy pompy. Dalsze obliczenia współczynników jak:

$B = \sqrt[3]{\frac{N}{n^3}} = f(n_{sQ})$  przeprowadza się bez zmiany (wzór 5), natomiast współczynnik  $B_1 = f(n_{sQ})$  podany we wzorze (6) powinien być skorygowany ze względu na konieczność wprowadzenia ilości wirników. Wówczas otrzymuje się wzór

$$B_1 = \frac{Q^{1/2} H^{1/12}}{\eta_p^{1/3} n_{sQ}^{1/3}} i^{1/3}, \quad 15$$

który daje wyniki pokrywające się niemal z wynikami otrzymanymi przy pomocy wzoru (6).

Po obliczeniu średnic wału w sposób analogiczny jak dla pomp jednowirnikowych i ustaleniu średniej wartości  $\operatorname{tg} \alpha$  można również otrzymane wyniki przedstawić graficznie przy pomocy wykresu.

Tablica 5

Zestawienie wartości kąta  $\alpha$  w zależności od  $n_{sQ}$  dla pomp jednostopniowych typu N, ND i wielostopniowych typu OS

Wysokość podnoszenia H m sł. wody	Pompy jednowirnikowe typu N					
	2900 obr/min			1450 obr/min		
	$n_{sQ}$	$\operatorname{tg} \alpha$	$\alpha^\circ$	$n_{sQ}$	$\operatorname{tg} \alpha$	$\alpha^\circ$
20	10-42	0,241	13°30'	29,4-45,3	0,472	25°25'
32	8,2-46	0,362	20°	23,3-36,1	0,711	35°30'
50	10,9-36,6	0,530	28°	23,9-30,2	1	45°

od. tablicy 5

Wysokość podno- szenia H m sł. wody	Pompy typu ND			Pompy wielowirnikowe OS		
	1450 obr/min			1450 obr/min		
	$n_{SQ}$	$tg\alpha$	$\alpha^\circ$	$n_{SQ}$	$tg\alpha$	$\alpha^\circ$
20	35,6-50,2	0,541	28°25'	-	-	-
32	29,8-60,2	0,797	38°35'	-	-	-
50	25,5-39,4	1,185	49°30'	-	-	-
216	-	-	-	13-26	2,94	71°10'

## 5. UWAGI KOŃCOWE

- 5.1. Z przytoczonych powyżej rozważań wynika możliwość uzależnienia wymiaru średnicy wału  $d_w$  pompy od wyróżnika szybkoobrotowości  $n_{SQ}$ . Uzyskana została w ten sposób podstawa dla dalszego prawidłowego prowadzenia obliczeń pozostałych wymiarów wirnika.
- 5.2. Sporządzone wykresy dla omawianych wysokości podnoszenia mogą być użyteczne nie tylko przy ustalaniu średnic wałów leżących na wyznaczonych liniach wykresu przy dowolnie wybranej wartości wyróżnika  $n_{SQ}$ , lecz wskazują one również granice, między którymi może być odszukany wymiar każdej średnicy wału  $d_w$  pompy przy pośrednio wybranych wysokościach podnoszenia i znanym początkowym punkcie układu prostych.
- I tak na przykład dla grupy pomp o 2900 obr/min dla pompy tego samego typoszereregu lecz o wysokości podnoszenia  $H = 40$  m sł. wody i wartości  $n_{SQ} = 25$ , wymiar średnicy wału będzie leżał w polu ograniczonym prostymi dla  $H = 32$  m sł. wody i dla  $H = 50$  m sł. wody.
- 5.3. Otrzymane w niniejszej pracy wyniki mogą ułatwić konstruktorom pomp dobieranie średnic wałów pomp jedno- i wielowirnikowych o różnych liczbach obrotów, w oparciu o znormalizowany szereg średnic.

## LITERATURA

- [1] Ajzensztejn M.D.: Centrobieżnyje nasosy dla neftianoj promyszlennosti. Moskwa 1957 r.
- [2] Łazarkiewicz S.; Trokolewski A.T.: Pompy wirowe. PWT Warszawa 1962 r.
- [3] Moszyński W.: Wykład elementów maszyn. Część II, PWT Warszawa 1953 r.
- [4] Pfleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. 4 Auflage. Springer-Verlag, Berlin 1955 r.
- [5] Stepanow A.J.: Centrobieżnyje i osiewyje nasosy. Tłumaczenie na język rosyjski. Moskwa 1960 r.

ЗАВИСИМОСТЬ ДИАМЕТРА ВАЛА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА  
ОТ КОЭФИЦИЕНТА БЫСТРОХОДНОСТИ

## Резюме

В статье была рассмотрена зависимость диаметра вала рабочего колеса центробежного насоса от коэффициента быстроходности  $n_{SQ}$ . Исследование было проведено для чистой воды при трех постоянных напорах и постоянном числе оборотов и разной производительности. Была обработана формула для вычисления диаметра вала и представлены графики изображающие перемены диаметра вала в зависимости от  $n_{SQ}$ .

DEPENDENCE OF THE SHAFTS DIAMETER OF ROTODYNAMIC PUMPS  
FROM CHARACTERISTIC SPEED  $n_{SQ}$

## Summary

This paper describes the dependence of the shafts diameter of rotodynamic pumps from characteristic speed  $n_{SQ}$ . Considerations were carried out for three constant elevation head of clean water with constant revolutions when the delivery of the pump was diminished. The formula was deducing for calculation of shaft diameter and there was showing diagrams characterized changes of this diameter as a function of the  $n_{SQ}$ .