

Całkując wyrażenie (11.63) w granicach od r_1 do r oraz mnożąc przez $180/\pi$, otrzymamy

$$\vartheta = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta} \quad (11.64)$$

Całka jest rozwiązalna jedynie przy znanej funkcji $\beta = f(r)$, m. in. przy stałym kącie β ($\beta = \beta_1 = \beta_2 = \text{const}$), co w szczególnym przypadku występuje w pompach o zmniejszonej liczbie łopatek. Wtedy łopatka przyjmie kształt spirali logarytmicznej. W pozostałych przypadkach przeprowadzamy całkowanie tabelaryczne zastępując całkę sumą

$$\vartheta = \frac{180}{\pi} \sum_{r=r_1}^{r=r_2} \frac{\Delta r}{(r \operatorname{tg} \beta)_{sr}} \quad (11.65)$$

Kąt β dla poszczególnych wartości r obliczamy z zależności

$$\sin \beta = \frac{c'_m}{w'} \quad (11.66)$$

zaś wartość c'_m i w' odczytujemy z założonego przebiegu funkcji $c'_m = f(r)$ i $w' = f(r)$, znając ich wartości przy r_1 i r_2 oraz zakładając przebieg prostoliniowy¹⁾. W celu wydłużenia łopatki linię $w' = f(r)$ zakładamy wygiętą nieco ku dołowi. Sposób wyznaczenia kształtu łopatki ilustruje przykład obliczeniowy.

11.8. Projektowanie wirników pomp odśrodkowych o pojedynczej krzywiźnie łopatek

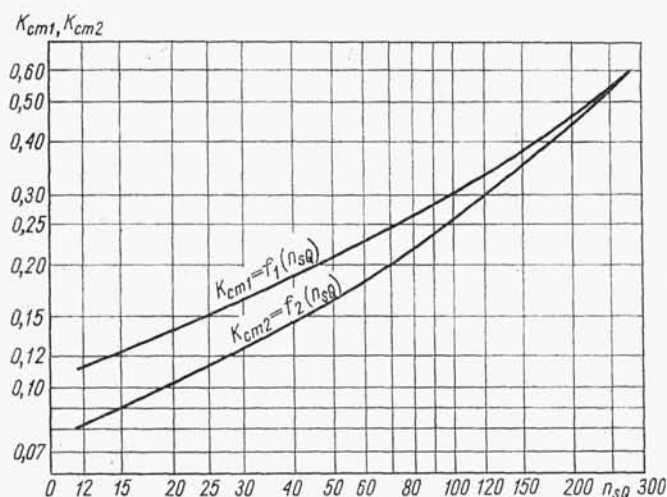
11.8.1. Wprowadzenie

Dane są parametry pracy pompy: wydajność Q i wysokość podnoszenia H . Zaprojektowanie wirnika pompy wymaga obliczenia lub przyjęcia wielu niewiadomych wielkości, jak prędkość obrotowa wirnika, prędkości bezwzględne i składowe prędkości cieczy, wymiary wirnika, kąty nachylenia i ukształtowanie łopatek itp.

Do rozwiązania tego zadania możemy posłużyć się tylko równaniem podstawowym L. Eulera oraz prawem ciągłości przepływu wiążącym wymiary wirnika z prędkościami cieczy. Zatem jest więcej niewiadomych niż równań, stąd niektóre wielkości należy założyć, inne obliczać stosując ponadto obliczenia sprawdzające wartości założone.

Zaprojektowanie wirnika może mieć z tych względów parę rozwiązań konstrukcyjnych (różne prędkości obrotowe, różne średnice, różne liczby łopatek itp.). Należy zastosować rozwiązanie rokujące najlepszą sprawność pompy lub (w przypadku pomp specjalnych) najlepszą przydatność do żądanych warunków pompowania.

¹⁾ Objaśnienie szczegółowe podano w p. 11.8.5.



Rys. 11.20. Wykres współczynnika prędkości K_{cm1} i K_{cm2} w zależności od wyróżnika szybkobieżności n_{sq} (wg Stepanoffa)

Dużą pomocą przy projektowaniu są *formuły A. Stepanoffa* stosowane do obliczenia prędkości południkowych

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} \quad (11.67)$$

$$c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH} \quad (11.68)$$

w którym współczynniki K_{cm1} i K_{cm2} zostały ustalone na podstawie wielu konstrukcji i obliczeń pomp o dużych sprawnościach i podane w formie wykresów, jak na rys. 11.20.

11.8.2. Obliczenia wstępne

Zakładając różne prędkości obrotowe n , odpowiadające prędkościom silnika napędowego, obliczamy dla nich wyróżnik szybkobieżności wg wzoru (10.21)

$$n_{sq} = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

i przyjmujemy takie n , przy którym wyróżnik zawiera się w granicach 15 i 30. Zgodnie z tabl. 10.1 będzie to pompa odśrodkowa o pojedynczej krzywiźnie łopatek.

Następnie obliczamy moc pobieraną przez pompę za pomocą wzoru (7.16) $P_w = \frac{\gamma Q H 10^{-3}}{\eta}$ kW, przy czym sprawność ogólną przyjmujemy na podstawie wykresów z p. 4.

Przyjmując pewien zapas mocy niezbędny wobec regulacji parametrów pompy, obliczamy moc silnika $P_s = k P_w$, gdzie $k = 1,05 \div 1,4$, wartości większe dla małych mocy i odwrotnie.

11.8.3. Włot wirnika (rys. 11.21)

Średnicę minimalną wału określimy ze względu na skręcanie (główne obciążenie)

$$d_{w\min} = \sqrt[3]{\frac{48,6 \cdot 10^6 P_s}{k_{sj} n}} \text{ mm} \quad (11.69)$$

lub przy zastosowaniu metody Hubera o naprężeniach zastępczych

$$d_{w\min} = \sqrt[3]{\frac{84,2 \cdot 10^6 P_s}{k_{sj} n}} \quad (11.70)$$

gdzie: P_s — moc silnika w kW, k_{sj} — naprężenie dopuszczalne w MPa, n — w obr/min.

Ze wzoru (11.70) otrzymuje się średnicę o 26% większą niż z zależności (11.69), co jest korzystne, jeżeli weźmiemy pod uwagę osłabienie wału rowkiem wpustowym.

Przyjmując średnicę wału d_w nieco większą od $d_{w\min}$ (osłabienie wpustem, większa sztywność wału), określamy średnicę piasty

$$d_p \approx (1,3 \div 1,4) d_w \quad (11.71)$$

Średnicę wlotu do wirnika d_0 obliczymy z równania

$$\frac{Q'}{c_0} = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_p^2) \quad (11.72)$$

gdzie $Q' = Q/\eta_v$ sprawność wolumetryczną η_v przyjmiemy z rys. 4.1

$$c_0 = (0,8 \div 0,9) c_{m1} \quad (11.73)$$

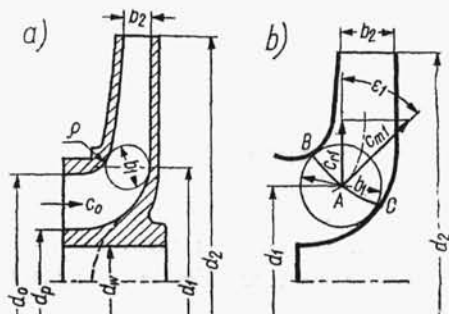
gdzie f_{m1} obliczymy wzorem 11.67.

Jeżeli nie występuje zawężenie wlotu przez piastę (na rys. 11.21a linia kreskowa), wtedy wzór (11.72) upraszcza się

$$\frac{Q'}{c_0} = \frac{\pi}{4} d_0^2 \quad (11.74)$$

Ustalamy następnie średnicę wlotową d_1 . Przy małych wartościach n_{sQ} $d_1 \geq d_0$, przy wartościach n_{sQ} zbliżonych do 30 lub nieco większych $d_1 \leq d_0$. Prędkość obwodowa u_1 wyniesie

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (11.75)$$



Rys. 11.21
Podstawowe wymiary wirnika

Przy założeniu $\alpha_1 = 90^\circ$ kąt β_1 wyniesie

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$$

Wartość β_1 zawiera się najczęściej w granicach $15 \div 20^\circ$.

Konstrukcyjny kąt nachylenia łopatki β'_1 otrzymamy zwiększając kąt β_1 o kąt natarcia $\delta_1 = 2 \div 5^\circ$

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1$$

Wykreślamy trójkąt prędkości na wlocie.

Szerokość wirnika na wlocie b_1 obliczymy z równania ciągłości przepływu

$$b_1 = \frac{\varphi_1 Q'}{\pi d_1 c_{m1}} \quad (11.76)$$

przy czym współczynnik przesłonięcia wlotu

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}}$$

obliczymy ze wzoru (11.58) zakładając liczbę łopatek Z (5 do 7) w zależności od wielkości pompy i wysokości podnoszenia oraz grubości łopatki na wlocie s_1

$$s_{u1} = s_1 / \sin \beta'_1; \quad t_1 = \frac{\pi d_1}{Z}$$

Jeżeli krawędź wlotowa nie jest równoległa do osi wirnika, jak na rys. 11.21b, lecz w niewielkim stopniu jest nachylona, uwzględniamy to obliczając konstrukcyjny kąt łopatki β''_1 ze wzoru

$$\operatorname{tg} \beta''_1 = \operatorname{tg}(\beta_1 + \delta_1) \cos \varepsilon_1 = \operatorname{tg} \beta'_1 \cos \varepsilon_1 \quad (11.77)$$

gdzie ε_1 tworzy składowa promieniowa c_{r1} z prędkością południkową c_{m1} dla środkowej linii prądu.

Przy krawędzi wlotowej przesuniętej znacznie ku wlotowi wirnika, o kierunku ukośnym do osi pompy, poszczególne punkty krawędzi mają różne prędkości unoszenia (różne promienie), stąd wystąpią różne kąty β_1 i łopatka będzie mieć krzywiznę przestrzenną. Projektowanie takiego wirnika jest przeprowadzone w p. 12.

11.8.4. Wylot wirnika

Wartość składowej południkowej prędkości bezwzględnej na wylocie c_{m2} obliczamy ze wzoru (11.68), odczytując wartość współczynnika prędkości K_{cm2} z wykresu na rys. 11.20.

Kąt nachylenia łopatki na wylocie β_2 przyjmujemy wstępnie w granicach $20 \div 40^\circ$, najczęściej $\beta_2 = 25 \div 30^\circ$. Przyjmujemy wstępnie sprawność hydrauliczną $\eta_h = \frac{\eta}{\eta_m \eta_v}$ gdzie: $\eta_m = 0,96$, p — współczynnik zmniejszenia poboru mocy ($p = 0,3 \div 0,4$).

Do wyznaczenia prędkości obwodowej u_2 stosujemy podstawowe równanie dla pomp wirowych w postaci

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (11.78)$$

Z trójkąta prędkości (rys. 11.12) wynika zależność

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (11.79)$$

Wstawiając tę wartość w podstawowe równanie pomp, otrzymamy

$$gH_{th\infty} = u_2 \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) - u_1 c_{u1}$$

lub

$$u_2^2 - u_2 \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} = gH_{th\infty} + u_1 c_{u1} \quad (11.80)$$

skąd

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \pm \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty} + u_1 c_{u1}} \quad (11.81)$$

Wartość wyrażenia pierwiastkowego należy przyjąć ze znakiem dodatnim; w przeciwnym bowiem razie prędkość u_2 byłaby ujemna.

Jeżeli kąt wlotowy $\alpha_1 = 90^\circ$, to $u_1 c_{u1} = 0$; wtedy

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty}} \quad (11.82)$$

Uwzględniając zależność $H_{th\infty} = H_{th}(1+p)$, otrzymamy

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{th}(1+p)} \quad (11.83)$$

Na podstawie obliczonej prędkości obwodowej obliczamy średnicę wirnika

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \quad (11.84)$$

Średnicę d_2 zaokrąglamy i obliczamy rzeczywiste u_2 ze wzoru (11.84).

W praktyce do obliczania przybliżonych prędkości unoszenia u_2 stosuje się wzór

$$u_2 = K_{u2} \sqrt{2gH} \quad (11.85)$$

gdzie współczynnik doświadczalny K_{u2} wynosi

n_{sQ}	15	20	30	40
d_2/d_1	3,0	2,5	2,0	1,7
K_{u2}	0,93 ÷ 0,97	0,97 ÷ 1,02	1,00 ÷ 1,05	1,10 ÷ 1,15

Sprawdzamy przyjętą wartość współczynnika zmniejszenia poboru mocy p wg wzoru

$$p = \frac{2\chi}{Z[1 - (r_1/r_2)^2]}$$

przy czym współczynnik χ określamy wg wytycznych ujętych w p. 11.4.

Z równania podstawowego pomp obliczamy składową obwodową

$$c_{u2} = \frac{gH(1+p)}{\eta_h u_2} \quad (11.86)$$

a następnie rzeczywisty kąt β_2

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

Obliczony kąt β_2 może być różny od przyjętego uprzednio. Do dalszych obliczeń przyjmujemy kąt rzeczywisty.

Założoną liczbę łopatek Z obliczamy wg empirycznego wzoru

$$Z = 2k \frac{r_s}{e} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (11.87)$$

gdzie: r_s — promień środka ciężkości średniej linii prądu, e — długość średniej linii prądu w rzucie południkowym; patrz też wzory (11.47) i (11.48).

W przypadku pomp odśrodkowych wzór przyjmie postać (11.48)

$$Z = 6,5 \frac{r_1 + r_2}{r_1 - r_2} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

Szerokość wirnika na wylocie określimy z równania

$$b_2 = \frac{\varphi_2 Q'}{\pi d_2 c_{m2}} \quad (11.88)$$

przy czym współczynnik przesłonięcia wlotu obliczymy ze wzoru (11.60)

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}}$$

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z}; \quad s_{u2} = \frac{s_2}{\sin \beta_2}$$

Szerokości wirnika od b_1 do b_2 określimy podobnie z równania ciągłości przepływu

$$b = \frac{\varphi Q'}{\pi d c_m} \quad (11.89)$$

obliczając dla kolejnych wartości promieni r współczynnik przesłonięcia φ . Ponieważ wartości kąta β (konieczne do wyznaczenia współczynnika przesłonięcia φ) dla poszczególnych wartości promienia r będą znane po punktowym wyznaczeniu kształtu łopatki, obliczenie szerokości wirnika b przeprowadzamy później, umieszczając wyniki w tablicy zawierającej punktowe obliczenie łopatki (patrz tabl. 11.1 przykładu obliczeniowego). Prędkość c_m odczytujemy z wykresu założonej prostoliniowej zmiany $c_m = f(r)$ przy znanych wartościach c_{m1} i c_{m2} .

Tablica 11.1. Punktowe wyznaczenie kształtu łopatk i szerokości b wirnika

Lp.	r m	Δr m	c'_m m/s	w' m/s	$\sin \beta'$	β'	$\operatorname{rtg} \beta'$ m	B_n m^{-1}	Δf rad	$\Sigma \Delta f$ rad	ϑ o	t mm	c_m m/s	s_n mm	φ	b mm
1	0,045		5,05	14,75	0,342	20°	0,0163	61	0,284	0,284	16,3	40,4	4,38	5,84	1,170	19,0
2	0,050	0,005	4,90	13,80	0,355	20°45'	0,019	52,6	0,464	0,748	42,9	44,9	4,30	8,45	1,23	18,4
3	0,060	0,010	4,60	12,0	0,384	22°30'	0,0249	40,2	0,363	1,111	63,7	53,8	4,10	7,80	1,170	15,3
4	0,070	0,010	4,25	10,5	0,405	23°50'	0,0309	32,4	0,295	1,406	80,5	62,8	3,90	7,41	1,13	13,3
5	0,080	0,010	3,90	9,2	0,424	25°05'	0,0375	26,5	0,246	1,652	94,7	71,8	3,70	7,45	1,115	12,1
6	0,090	0,010	3,60	8,15	0,442	26°10'	0,0443	22,6	0,2135	1,8655	107,0	80,8	3,50	6,80	1,095	11,2
7	0,0975	0,0075	3,36	7,40	0,455	27°00'	0,0497	20,1				87,5	3,36	6,60	1,080	11,0

$$\sin \beta = c'_m/w', \quad B_n = 1/\operatorname{tg} \beta', \quad \Delta f = \Delta r \frac{B_{n-1} + B_n}{2}, \quad \vartheta = \frac{180^\circ}{\pi} \sum \Delta f, \quad s_n = s/\sin \beta', \quad \varphi = \frac{t}{t-s_n}, \quad b = \frac{\varphi Q'}{2\pi r c_m}$$

11.8.5. Kształtowanie łopatki

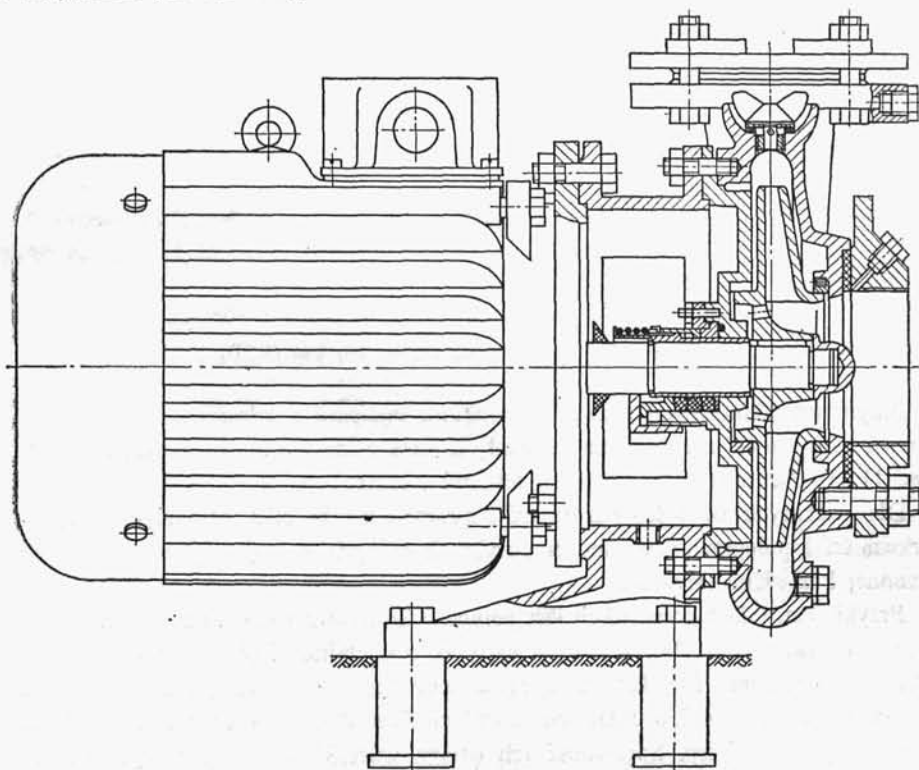
Kształtowanie łopatki przeprowadzamy stosując metodę punktową przedstawioną w p. 11.7. Należy pamiętać o tym, iż musimy na wlocie brać pod uwagę prędkość południkową $c'_{m1} = u_1 \operatorname{tg} \beta'_1$ związaną z kątem konstrukcyjnym łopatki. Obliczamy następnie $w'_1 = \frac{c'_{m1}}{\sin \beta'_1}$ i zakładamy wykreślnie przebieg zmienności $c'_m = f(r)$ jako linię prostą, zaś prędkości $w' = f(r)$ jako linię lekko wygiętą ku dołowi (patrz przykład obliczeniowy p. 11.10).

Stosujemy tabelaryczne wyznaczenie punktów wg wzoru (tabl. 11.1). W końcowych rubrykach tablicy umieścimy obliczenie szerokości wirnika.

Sprawdzeniem poprawności obliczenia tabelarycznego jest wykreślenie kształtu łopatki. Krzywizna łopatki ∞ powinna zmniejszać się w sposób ciągły od wlotu do wylotu, zaś kąt przykrycia łopatek powinien zawierać się w granicach 35° – 45° .

11.9. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych pomp odśrodkowych

Pompy odśrodkowe o pojedynczej krzywiznie łopatek są stosowane dla mniejszych wartości parametrów pracy z powodu mniejszej sprawności, niż przy łopatkach o krzywiznie przestrzennej.



Rys. 11.22. Pompa odśrodkowa monoblokowa typu PM (produkcji Leszczyńskiej Fabryki Pomp)