

Rys. 11.26. Pompa odśrodkowa typu A do cieczy czystych i lekko zanieczyszczonych produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp; $Q = 6 \div 1300 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 3 \div 90 \text{ m}$, $t = 50^\circ\text{C}$

11.10. Przykład obliczenia wirnika pompy odśrodkowej (rys. 11.27)

Obliczyć wymiary i zaprojektować wirnik pompy odśrodkowej do podnoszenia wody czystej o temperaturze 20°C i ciężarze właściwym $\gamma = 10^4 \text{ N/m}^3$. Wydajność $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0194 \text{ m}^3/\text{s}$, wysokość podnoszenia $H = 50 \text{ m}$. Króciec ssawny skierowany osiowo. Pompa będzie napędzana za pomocą elektrycznego silnika trójfazowego zwanego asynchronicznego.

Określenie prędkości obrotowej pompy

Wyróżnik szybkobieżności

$$n_{sQ} = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n \cdot 0,0194^{1/2}}{50^{3/4}} = 0,0074n$$

Zakładając różne prędkości obrotowe, określimy wyróżniki szybkobieżności n_{sQ}

n	2940	1470	970
n_{sQ}	21,75	10,9	—

Przyjmujemy prędkość obrotową $n = 2940 \text{ obr/min}$.

Zgodnie z tabl. 10.1 wyróżnik $n_{sQ} = 21,75$ określa pompę odśrodkową z wirnikiem z łopatkami o pojedynczej krzywiźnie.

Średnica wału d_w i średnica piasty d_p

W celu określenia średnicy wału obliczymy zapotrzebowanie mocy P_w , przyjmując sprawność pompy $\eta = 0,8$ (rys. 4.4)

$$P_w = \frac{\gamma Q H \cdot 10^{-3}}{\eta} = \frac{10\,000 \cdot 0,0194 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 12,12 \text{ kW}$$

Moc silnika napędowego przyjmujemy z zapasem ok. 20%, zatem

$$P_s = 1,2 P_w = 1,2 \cdot 12,12 = 14,54 \text{ kW}$$

Przyjmijmy z katalogu silnik Se-160M o mocy $P_s = 15 \text{ kW}$. Zakładając w przybliżeniu, że wał będzie pracował wyłącznie na skręcanie, minimalną średnicę jego obliczymy ze wzoru (11.69)

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

Wał będzie wykonany ze stali węglowej wyższej jakości, $R_m = 500 \div 600 \text{ MPa}$. Uwzględniając osłabienie wału przez rowek wpustowy, przyjmujemy $k_{sj} = 45,0 \text{ MPa}$. Wówczas minimalna średnica wału wyniesie

$$d_{w\min} = \sqrt[3]{\frac{48,6 \cdot 10^6 \cdot 15}{45 \cdot 2940}} = 17,66 \approx 18 \text{ mm}$$

Przyjmujemy średnicę minimalną wału $d_w = 25 \text{ mm}$ — ze względu na dodatkowo występujące naprężenia zginające.

Średnicę piasty od strony wlotu zakładamy

$$d_p \approx 1,4 \cdot d_w = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ mm}$$

Średnica wlotu d_0

Sprawność objętościową odczytujemy na wykresie (rys. 4.1) $\eta_v = 0,96$. Natężenie przepływu przez wirnik wynosi zatem

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{0,0194}{0,96} = 0,0202 \text{ m}^3/\text{s}$$

Z wykresu $K_{cm1} = f(n_{sQ})$ na rys. 11.20 odczytujemy dla $n_{sQ} = 21,75$ współczynnik prędkości $K_{cm1} = 0,14$. Wobec tego prędkość południkowa na wlocie na łopatki wirnika wynosi

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} = 0,14 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} = 4,38 \text{ m/s}$$

Zakładamy prędkość w osiowym przekroju wirnika

$$c_0 = 0,90 c_{m1} = 0,90 \cdot 4,38 = 3,95 \text{ m/s}$$

Swobodny przekrój wlotowy

$$A_0 = \frac{Q'}{c_0} = \frac{0,0202}{3,95} = 0,00511 \text{ m}^2$$

Pole przekroju piasty

$$A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 = \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} = 0,00096 \text{ m}^2$$

Całkowite pole przekroju wlotowego wirnika

$$A'_0 = A_0 + A_p = 0,00511 + 0,00096 = 0,00607 \text{ m}^2$$

Średnica wlotowa wirnika

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00607}{3,14}} = 0,0878 \text{ m}$$

Przyjmujemy ostatecznie $d_0 = 90$ mm, wtedy całkowite pole przekroju wlotowego

$$A'_0 = \frac{\pi}{4} d_0^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,09^2 = 0,00635 \text{ m}^2$$

Swobodny przekrój wlotowy

$$A_0 = A'_0 - A_p = 0,00635 - 0,00096 = 0,00539 \text{ m}^2$$

a zatem rzeczywista prędkość w przekroju wlotowym

$$c_0 = \frac{Q'}{A_0} = \frac{0,0202}{0,00539} = 3,75 \text{ m/s}$$

Kąt łopatki na wlocie β_1 .

Przyjmujemy średnicę krawędzi wlotowej łopatki równoległej do osi pompy $d_1 = d_0 = 90$ mm

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,09 \cdot 2940}{60} = 13,85 \text{ m/s}$$

Woda będzie dopływać do krawędzi wlotowej bez wstępnego krętu, więc $\alpha_1 = 90^\circ$. Stąd

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} = \frac{4,38}{13,85} = 0,316$$

$$\beta_1 = 17^\circ 32'$$

Przyjmując kąt natarcia $\delta_1 = 2^\circ 28'$, otrzymamy konstrukcyjny kąt łopatki na wlocie

$$\beta'_1 = 17^\circ 32' + 2^\circ 28' = 20^\circ$$

Wartość kąta β'_1 nie wykracza poza granice ogólnie stosowanych wartości, więc korygowanie założonej średnicy d_1 jest zbędne.

Szerokości wlotu b_1 . Współczynnik przesłonięcia na wlocie φ_1

Przyjmujemy liczbę łopatek $Z = 7$ oraz grubość łopatki $s = 3$ mm, grubość łopatki na wlocie $s_1 = 2$ mm.

Podziałka

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z} = \frac{3,14 \cdot 90}{7} = 40,4 \text{ mm}$$

Wartość składowej obwodowej grubości

$$s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta'_1} = \frac{2}{\sin 20^\circ} = 5,84 \text{ mm}$$

Współczynnik przesłonięcia wlotu

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} = \frac{40,4}{40,4 - 5,84} = 1,17$$

Przekrój wlotowy

$$A_1 = \varphi_1 \frac{Q_1}{c_{m1}} = 1,17 \cdot \frac{0,0202}{4,38} = 0,00533 \text{ m}^2$$

Szerokość wirnika na wlocie

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1} = \frac{0,00533}{3,14 \cdot 0,09} = 0,0189 \text{ m} \approx 19 \text{ mm}$$

Prędkość wody przed wlotem na łopatki wyniesie

$$c_0 = \frac{c_{m1}}{\varphi_1} = \frac{4,38}{1,17} = 3,74 \text{ m/s}$$

Średnica wylotowa wirnika d_2

Do obliczenia średnicy wirnika d_2 potrzebna będzie wartość sprawności hydraulicznej η_h . Sprawność tę można przyjąć lub określić ze wzorów (4.23) i (4.24)

$$d_{1red} = (4,0 \div 4,5) \cdot 10^3 \sqrt[3]{Q/n} = 4 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{0,0194}{2940}} = 752 \text{ mm}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\lg d_{1red} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 752 - 0,172)^2} = 0,94$$

Prędkość unoszenia obliczymy ze wzoru

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + \frac{gH(1+p)}{\eta_h}}$$

Wartość c_{m2} obliczymy z zależności $c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH}$ odczytując na wykresie (rys. 11.20) wartość współczynnika $K_{cm2} = 0,1077$

$$c_{m2} = 0,107 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} = 3,36 \text{ m/s}$$

Ponadto przyjmujemy $\beta_2 = 27^\circ$ oraz współczynnik zmniejszenia poboru mocy (poprawkę C. Pfeleiderera) $p = 0,345$. Po podstawieniu otrzymamy

$$u_2 = \frac{3,36}{2 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,36}{2 \operatorname{tg} 27^\circ}\right)^2 + \frac{9,81 \cdot 50}{0,94} (1 + 0,345)} = 30,00 \text{ m/s}$$

Średnica zewnętrzna wirnika d_2

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 30,00}{3,14 \cdot 2940} = 0,1956 \text{ m}$$

Przyjmujemy $d_2 = 195 \text{ mm}$, wtedy

$$u_2 = \frac{3,14 \cdot 0,195 \cdot 2940}{60} = 30,01 \text{ m/s} \approx 30,0 \text{ m/s}$$

Sprawdzenie przyjętego współczynnika p

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

$$\chi = 0,65 \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right) = 0,65 \left(1 + \frac{27^\circ}{60^\circ}\right) = 0,943$$

$$p = 2 \frac{0,943}{7} \cdot \frac{1}{1 - (45/97,5)^2} = 0,343$$

Wartość p jest bliska założonej. W innym przypadku konieczne byłoby powtórne obliczanie prędkości u_2 oraz średnicy d_2 , jak również obliczenie korygujące kąta β_2 z zależności

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

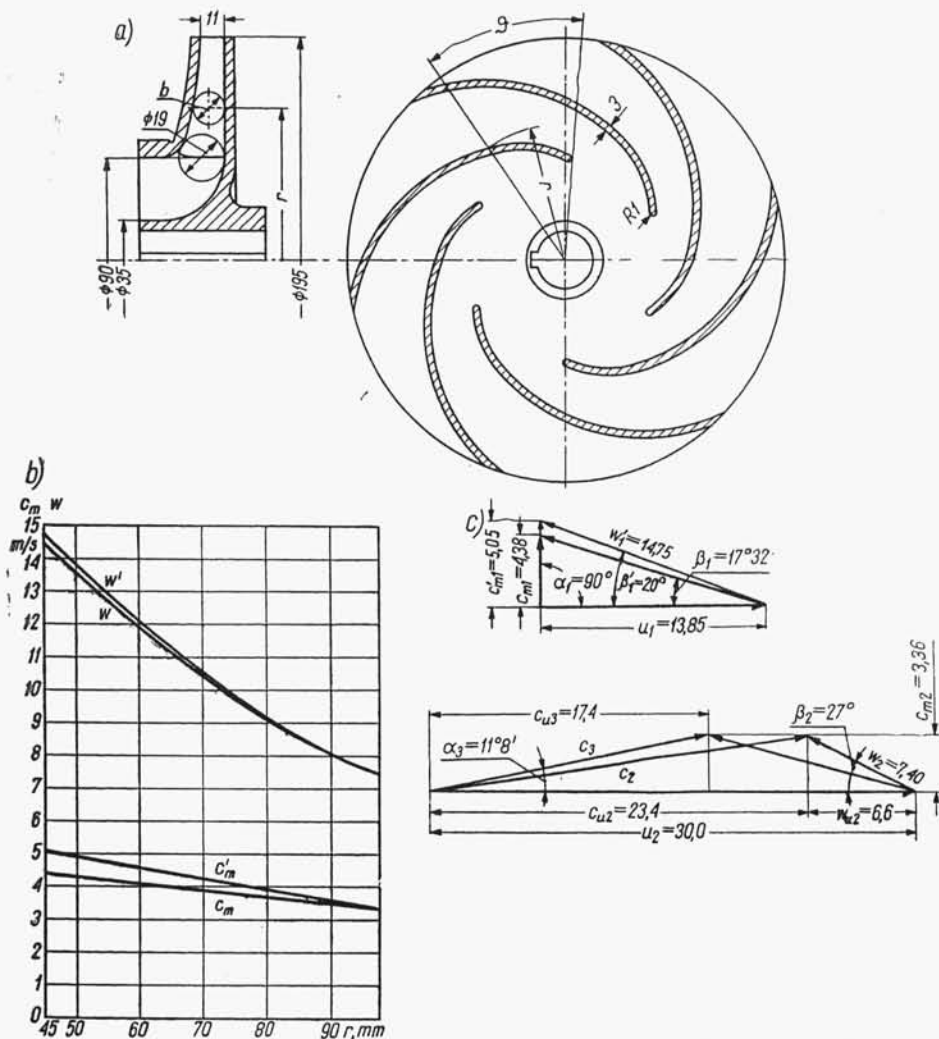
po obliczeniu wartości c_{u2} w zależności od obliczonego współczynnika p z wzoru (9.13) otrzymamy

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{u2} = \frac{H}{\eta_h} (1 + p).$$

Szerokość wylotu b_2 . Współczynnik przesłonięcia wylotu φ_2

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z} = \frac{3,14 \cdot 195}{7} = 87,5 \text{ mm}$$

$$s_{u2} = \frac{s}{\sin \beta_2} = \frac{3}{\sin 27^\circ} = 6,6 \text{ mm}$$



Rys. 11.27. Projekt wirnika pompy odśrodkowej z łopatkami o pojedynczej krzywnicy, wyznaczonymi metodą punktową: a) przekroje wirnika, b) wykresy prędkości c_m , c'_m , w , w' , c) trójkąty prędkości na wlocie i wylocie z wirnika

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}} = \frac{87,5}{87,5 - 6,6} = 1,08$$

$$b_2 = \frac{\varphi_2 Q'}{\pi d_2 c_{m2}} = \frac{1,08 \cdot 0,0202}{3,14 \cdot 0,195 \cdot 3,36} = 0,0106 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

Założoną liczbę łopatek sprawdzamy wg wzoru

$$Z = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 6,5 \frac{195 + 90}{195 - 90} \sin \frac{20^\circ + 27^\circ}{2} = 7,02 \approx 7$$

Liczba łopatek została przyjęta właściwie.

Na rys. 11.27 przedstawiono trójkąty prędkości na wlocie i wylocie wirnika, przy czym w trójkącie wlotowym przyjęto otrzymany z obliczenia kąt $\beta_1 = 17^\circ 32'$. Z trójkąta wylotowego wynika, że prędkość

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} = 30,0 - \frac{3,36}{\tan 27^\circ} = 23,4 \text{ m/s}$$

Prędkość c_{u3} obliczymy z zależności

$$c_{u3} = \frac{c_{u2}}{1+p} = \frac{23,4}{1+0,343} = 17,4 \text{ m/s}$$

Wyznaczanie kształtu łopatki

Łopatki wyznaczono metodą punktową, stosując tabelaryczne całkowanie. Przyjęto prostoliniowy przebieg prędkości c_m i c'_m (rys. 11.26b), natomiast przebieg prędkości w i w' przyjęto wygięty ku dołowi, w celu skrócenia łopatki. Wartości prędkości c'_{m1} oraz w'_1 na wlocie, potrzebne do wykreślenia ich przebiegów, przyjęto biorąc pod uwagę konstrukcyjny kąt łopatki $\beta'_1 = 20^\circ$

$$c'_{m1} = u_1 \operatorname{tg} \beta'_1 = 13,85 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 5,05 \text{ m/s}$$

$$w'_1 = \frac{c'_{m1}}{\sin \beta'_1} = \frac{5,05}{\sin 20^\circ} = 14,75 \text{ m/s}$$

oraz obliczono

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{3,36}{\sin 27^\circ} = 7,4 \text{ m/s}$$

Po przeprowadzeniu obliczenia okazało się, że kąt środkowy $\beta = 107^\circ$ jest dostatecznie duży, a zatem wygięcie wykresu prędkości w ku dołowi w celu skrócenia łopatki było uzasadnione.

Szerokości wirnika b wyznaczono na podstawie wzoru

$$b = \frac{\varphi Q'}{2\pi r c_m}$$

gdzie: c_m — rzeczywista prędkość południkowa, φ — współczynnik przewężenia przekroju.

Wyniki obliczeń zestawiono w tabl. 11.1 na str. 220.