

Współczynnik poprawkowy p_k oblicza się podobnie jak w przypadku wirnika

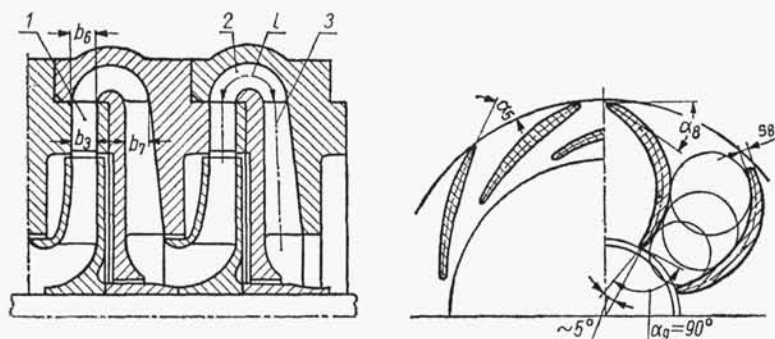
$$p_k = \frac{\psi_k r_s^2}{Z_k M_{st}} \quad (15.35)$$

gdzie: M_{st} — moment statyczny rzutu cylindrycznego środkowej linii prądu (odcinek $A_1 D_1$ na rys. 15.10), ψ_k — współczynnik bezwymiarowy ($\psi_k = 0,8 \div 1,0$).

Przy projektowaniu łopatek kierownicy należy sprawdzić zmienność przekroju kanału międzyłopatkowego od wlotu do wylotu. Pole przekroju powinno wzrastać łagodnie (wykres zmienności powinien być zbliżony do prostej).

15.5. Przepływ cieczy przez przewał bezłopatkowy i kierownicę dośrodkową

W wielostopniowych pompach należy ciecz po wypływie z kierownicy odśrodkowej skierować dalej na łopatki kierownicy dośrodkowej (rys. 15.11) za pomocą kanału zwanego *przewalem*. Linie prądu w tej przestrzeni mają kształt śrubowy. Przepływ jest określony zasadą stałego krętu (określenie składowej obwodowej c_u w dowolnym punkcie) oraz prawem ciągłości przepływu (określenie składowej południkowej c_m).



Rys. 15.11. Kierownice z przewalem bezłopatkowym pompy odśrodkowej wielostopniowej; 1 — kierownica odśrodkowa łopatkowa, 2 — przewał, 3 — kierownica dośrodkowa

W przewale występują straty prędkości spowodowane tarcie cieczy o ścianki, zmniejszające składową obwodową c_u , a przez to zwiększające kąt α nachylenia bezwzględnej prędkości c do kierunku obwodowego.

C. Pfleiderer podaje następującą zależność umożliwiającą obliczenie kąta α_7 przed wlotem na łopatki dośrodkowe z uwzględnieniem strat tarcia w przewale bezłopatkowym

$$\operatorname{tg} \alpha_7 = \left(b_6 \operatorname{tg} \alpha_6 + \frac{\lambda}{4} l \right) \frac{1}{b_7} \quad (15.36)$$

gdzie: b_6, b_7 — szerokość na początku i końcu przewалу, l — długość środkowej linii prądu w przewale w rzucie południkowym, λ — współczynnik oporu przepływu w przewale bezłopatkowym ($\lambda \approx 0,04$).

Kąt nachylenia α_8 krawędzi wlotowej łopatki kierownicy dośrodkowej powinien być większy od kąta α_7 strugi przed łopatką ze względu na zacieśnienie wlotu i występujące zjawisko kontrakcji

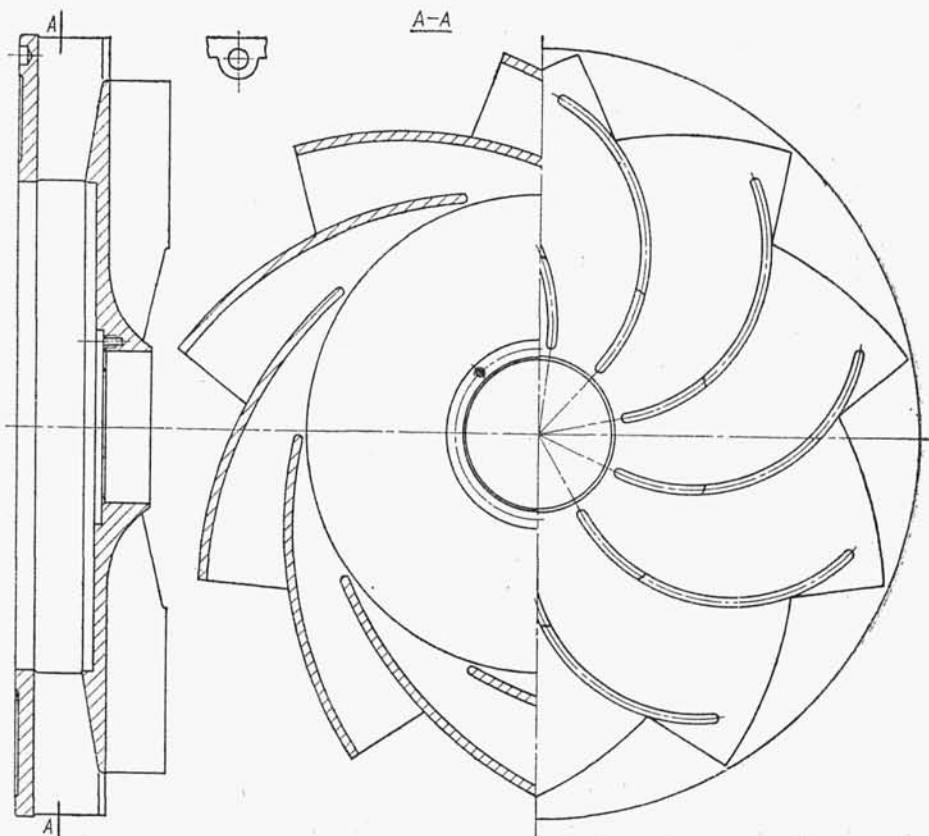
$$\operatorname{tg} \alpha_8 = \kappa_8 \frac{t_8}{t_8 - s_{u8}} \operatorname{tg} \alpha_7 \quad (15.37)$$

gdzie: t_8 — podziałka na wlocie na łopatki dośrodkowe, $s_{u8} = s_8 / \sin \alpha_8$, $\kappa_8 = 1,2 \div 1,3$ — współczynnik kontrakcji.

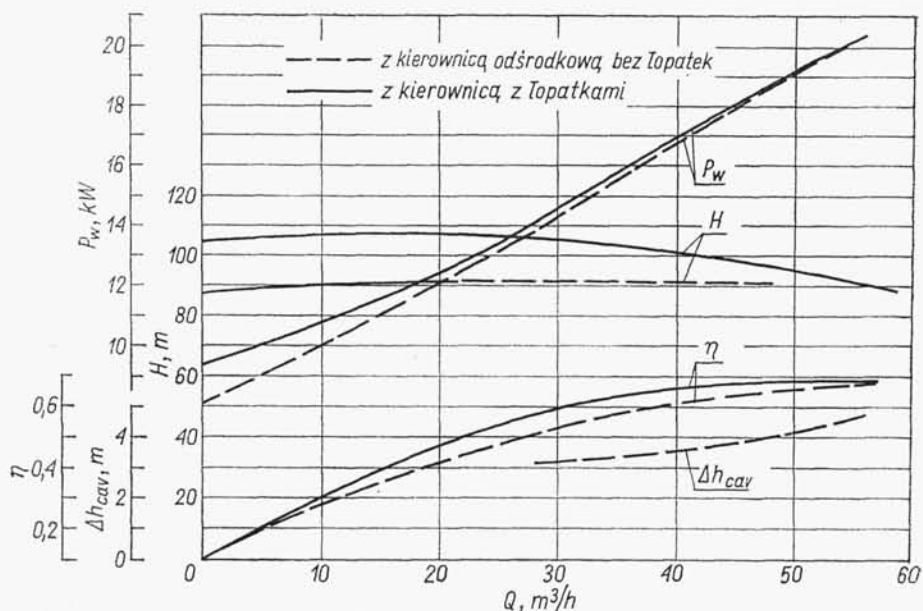
Kąt wylotowy łopatek dośrodkowych przyjmuje się $\alpha_9 = 90^\circ$ lub większy o ok. 5° w celu zapobieżenia krętowi, jaki miałyby ciecz po wypływie z łopatek w wyniku skończonej ich liczby (analogiczne zjawisko zawirowania jak w kierownicy odśrodkowej). Kształt łopatek zakładamy konstrukcyjnie, sprawdzając następnie kilka przekrojów kanału międzyłopatkowego.

Na rys. 15.12 przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne elementu pompy odśrodkowej (rys. 15.12), w skład którego wchodzi kierownica odśrodkowa, przewał i kierownica dośrodkowa.

Wpływ ułopatkowanej kierownicy odśrodkowej na pracę jednostopniowej pompy odśrodkowej przedstawia charakterystyka na rys. 15.13.



Rys. 15.12. Rysunek konstrukcyjny elementu pompy wielostopniowej odśrodkowej z kierownicą odśrodkową, przewalem bezłopatkowym i kierownicą dośrodkową



Rys. 15.13. Charakterystyka pompy odśrodkowej z kierownicą^oodśrodkową bez łopatek i z łopatkami kierowniczymi; $Q=48 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=80 \text{ m}$, $n=4500 \text{ obr/min}$ (wg badań autora)

15.6. Przepływ cieczy przez przewal łopatkowy

W pompach wielostopniowych o dużych parametrach pracy i dużym poborze mocy, np. w pompach zasobnikowych, staramy się osiągnąć możliwie korzystny przepływ z wirnika jednego stopnia do następnego. Stosujemy w tym celu zamiast kierownicy odśrodkowej, przewal bezłopatkowy i kierownicy dośrodkowej przewal łopatkowy składający się z pewnej liczby kanałów prowadzących ciecz od wylotu z poprzedniego wirnika do wlotu do następnego wirnika, jak to przedstawiono na rys. 15.14. Przepływ przez poszczególne kanały powinien zapewnić ciągłą zmianę wartości prędkości i jej kąta nachylenia, z dostosowaniem do warunków na wylocie z wirnika poprzedniego stopnia i warunków istniejących na wlocie do następnego wirnika.

15.7. Przepływ cieczy przez kierownicę pompy diagonalnej

W pompie diagonalnej za wirnikiem znajduje się zawsze kierownica łopatkowa. Zadaniem kierownicy jest zmiana kierunku przepływu cieczy wypływającej z wirnika na kierunek wzdłuż osi pompy oraz możliwie sprawna zmiana części energii prędkości cieczy na energię ciśnienia.

Na rys. 15.15 pokazano zarys wirnika oraz kierownicy pompy diagonalnej w rzucie południkowym. Zaprojektowany kształt kanału kierownicy należy sprawdzić pod kątem ciągłej zmiany prędkości południkowej na drodze od wylotu z wir-