

16.3. Uniwersalne charakterystyki bezwymiarowe

Odkładając na osi rzędnych bezwymiarowy wyróżnik wysokości podnoszenia

$$\xi_H = \frac{H}{u_2^2/2g} \quad (16.1)$$

oraz na osi odciętych bezwymiarowy wyróżnik wydajności

$$\xi_Q = \frac{Q}{u_2 A} \quad (16.2)$$

gdzie $A = \pi d_2^2/4$ lub $A = \pi d_2 b_2$,

otrzymamy uniwersalny układ współrzędnych, niezależny od prędkości obrotowej oraz od gęstości czynnika podnoszonego. W tym układzie, w przypadku dwu pomp geometrycznie podobnych i zachodzącym podobieństwie dynamicznym przepływu, wyróżniki wysokości ξ_H będą sobie równe przy tym samym wyróżniku wydajności ξ_Q — niezależnie od gęstości czynnika. Umożliwia to badanie pomp za pomocą innego czynnika niż woda. Badanie za pomocą powietrza znacznie upraszcza badania i zmniejsza zapotrzebowanie mocy.

16.4. Obliczeniowe wyznaczenie indywidualnej charakterystyki wymiarowej przepływu

Weźmy pod uwagę pompę wirową o średnicy zewnętrznej wirnika d_2 i niezmienniej prędkości obrotowej wału n [41].

Teoretyczną wysokość podnoszenia przy nieskończonej liczbie łopatek i przy swobodnym dopływie ($\alpha_1 = 90^\circ$) określa wzór

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{u2} = \frac{1}{g} u_2 (u_2 - w_{u2}) \quad (16.3)$$

Przy $Q = 0$ i $w_{u2} = 0$, otrzymamy

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g} \quad (16.4)$$

Z zależności trygonometrycznej trójkąta wylotowego

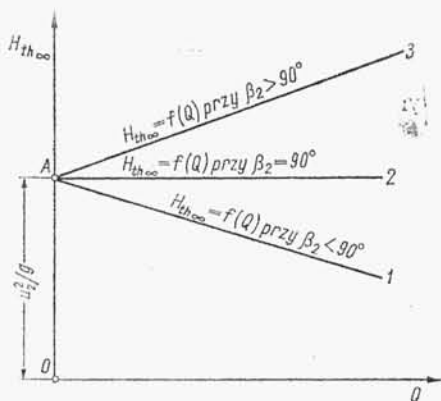
$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

wyznaczymy

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (16.5)$$

a po wstawieniu do wzoru (16.3) otrzymamy

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (16.6)$$



Rys. 16.9

Wykresy teoretycznej wysokości podnoszenia $H_{th\infty}$ przy nieskończonej wielkiej liczbie łopatek wirnika w zależności od kąta β_2

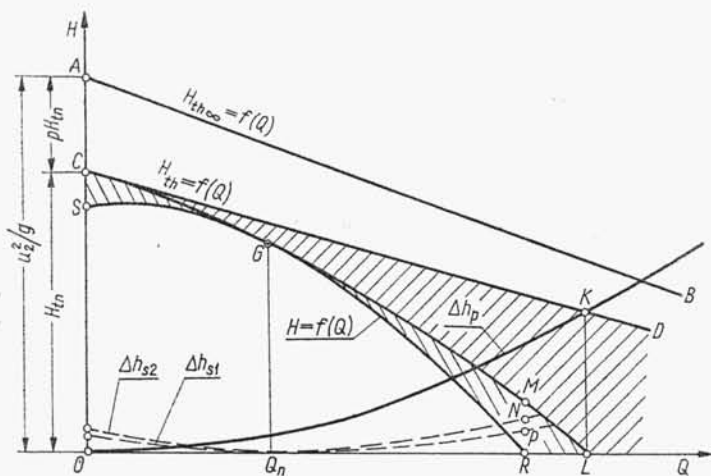
Obrazem tej funkcji jest linia prosta (rys. 16.9), gdyż $c_{m2} = f(Q)$. Zatem zależność (16.6) można wyrazić w postaci

$$H_{th\infty} = f(Q) \quad (16.7)$$

Zmieniając w założonej pompie kąt β_2 łopatki otrzymamy z równania (16.6) pęk prostych wychodzących z jednego punktu A o rzędnej u_2^2/g , przy czym:

- dla kąta $\beta_2 < 90^\circ$ prosta 1 jest nachylona do osi odciętych (gdyż w równaniu (16.6) wyraz $c_{m2}/\tan \beta_2$ maleje ze wzrostem wydajności),
- dla kąta $\beta_2 = 90^\circ$ prosta 2 jest równoległa do osi odciętych, gdyż wysokość $H_{th\infty}$ ma wartość stałą (wyraz z $c_{m2}/\tan \beta_2 = 0$),
- dla kąta $\beta_2 > 90^\circ$ prosta 3 biegnie do góry (gdy wyraz $c_{m2}/\tan \beta_2$ ma wartość ujemną, a więc w nawiasie będzie suma).

Zgodnie z analizą przeprowadzoną w punkcie 11.4 (rys. 11.14), w pompach stosujemy wyłącznie kąty $\beta_2 < 90^\circ$ i ten przypadek przyjmiemy w dalszych rozważaniach.

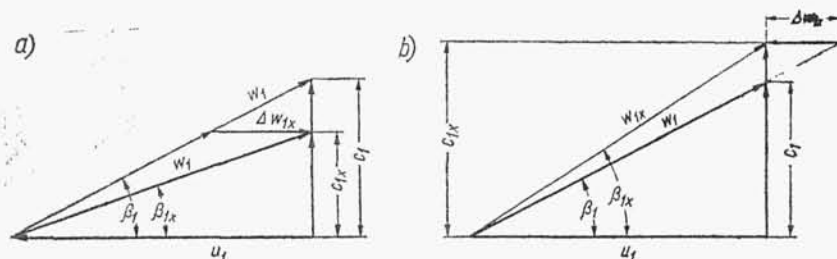


Rys. 16.10. Wyznaczenie charakterystyki przepływu $H=f(Q)$ pompy wirowej z kierownicą łopatkową na podstawie obliczeń; Δh_p — straty na pokonanie oporów przepływu przez pompę, Δh_{s1} — straty nieistycznego napływu na łopatki wirnika, Δh_{s2} — straty nieistycznego napływu na łopatki kierownicy

Założmy przebieg prostej $H_{th\infty} = f(Q)$ (rys. 16.10, prosta AB). Wpływ skończonej liczby łopatek powoduje zmniejszenie wysokości podnoszenia w myśl zależności

$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1+p} \quad (16.8)$$

Wykresem tej funkcji jest prosta CD , teoretycznie zbiegająca się z prostą AB na osi odciętych¹⁾ Różnice rzędnych punktów prostych AB i CD są miarą zmniejszenia wysokości na skutek skończonej liczby łopatek.



Rys. 16.11. Rozkład prędkości na wlocie na łopatki wirnika: a) przy $Q < Q_n$, b) przy $Q > Q_n$.

Ponieważ w pompie (jak w każdym rurociągu) występują opory przepływu wywołane tarciem cieczy o ścianki, zatem nastąpi w niej dalsze zmniejszenie wysokości podnoszenia. Jeżeli straty przepływu przez pompę określa krzywa $\Delta h_p = f(Q)$, to jest ona parabolą, gdyż straty przepływu są proporcjonalne do kwadratu prędkości, czyli do kwadratu natężenia przepływu, więc odejmując jej rzędne od rzędnej wykresu $H_{th} = f(Q)$, otrzymamy dalsze przybliżenie do rzeczywistej charakterystyki przepływu. Jednak tylko w jednym punkcie G wysokość podnoszenia ma wartość ostateczną, jeżeli przyjmiemy, że w tym punkcie pompa ma nominalną wydajność Q_n , której towarzyszy styczny wlot na łopatki i równie styczny wypływ i wlot na łopatki kierownicy odśrodkowej. Przy wydajnościach różniących się od Q_n wystąpią dodatkowe straty zmniejszające wysokość podnoszenia.

Rozpatrzmy zmiany pola prądu na wlocie wirnika przy natężeniach przepływu różniących się od wydajności nominalnej pompy. Przy $Q < Q_n$ zmienia się trójkąt prędkości na wlocie (rys. 16.11a). Kąt prędkości względnej β_{1x} jest mniejszy od kąta nachylenia łopatki β_1 , a więc nie ma stycznego napływu cieczy na łopatkę, lecz nastąpi uderzenie cząstek po stronie czynnej łopatki i ciecz zostanie przymusowo skierowana pod kątem β_1 . Miara wielkości uderzenia jest składowa Δw_{1x} , a wynikające stąd straty Δh_{s1} można obliczyć za pomocą wzoru

$$\Delta h_{s1} = \zeta' \frac{(\Delta w_{1x})^2}{2g} \quad (16.9)$$

gdzie ζ' — współczynnik strat określony doświadczalnie.

Straty określa lewa gałąź paraboli Δh_{s1} na rys. 16.10. Analogicznie można wyznaczyć straty wynikające z niestycznego wpływu na łopatkę w przypadku $Q > Q_n$.

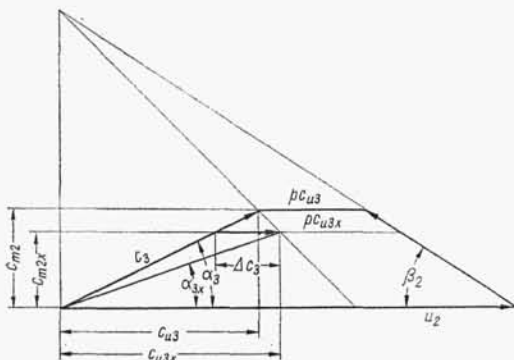
¹⁾ Według Schulza i Busemanna w przypadku równoległości ściany przedniej i tylnej wirnika oraz kształtu łopatek wg krzywej logarytmicznej proste AB i CD przecinają się poniżej osi odciętych.

Miarą strat jest składowa Δw_{1x} na rys. 16.11b, zaś stratę obliczamy z zależności

$$\Delta h_{s1} = \zeta'' \frac{(\Delta w_{1x})^2}{2g} \quad (16.10)$$

Współczynnik strat ζ'' jest w przybliżeniu równy współczynnikowi ζ' ; wtedy na określenie strat przy $Q \neq Q_n$ przyjmujemy jedną formułę

$$\Delta h_{s1} = \zeta_1 \frac{(\Delta w_{1x})^2}{2g} \quad (16.11)$$



Rys. 16.12
Rozkład prędkości na wypływie z wirnika przy $Q < Q_n$

Przy zmianie natężenia wypływu z wirnika ($Q \neq Q_n$) przyjmujemy, że kierunek prędkości względnej, uzależniony od kąta β_2 łopatki, pozostaje nie zmieniony (rys. 16.12). Zmieniać się będzie składowa południkowa prędkości c_{m2} na c_{m2x} , powodując zmianę składowej obwodowej c_{u3} na c_{u3x} , prędkości bezwzględnej c_3 na c_{3x} oraz jej kąta nachylenia α_3 na α_{3x} . Na rys. 16.12 przedstawiono zmianę tych wielkości w przypadku, gdy $Q < Q_n$. Miarą zmiany może być składowa Δc_3 .

Sam fakt wypływu cieczy z wirnika pod nieco innym kątem niż przy Q_n jeszcze nie powoduje strat, które by wpłynęły na zmniejszenie wysokości podnoszenia. Dopiero przy niestycznym wpływie cieczy na łopatki kierownicy wystąpią straty uderzenia. Mogą one być obliczone wg wzorów jak na wlocie na wirnik

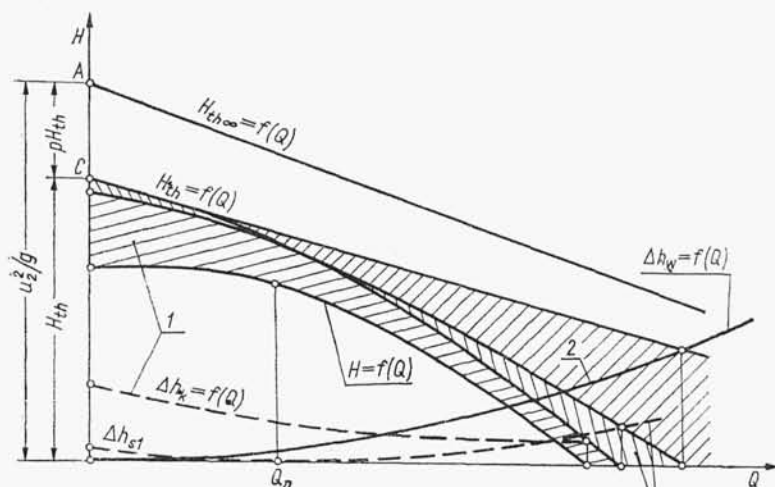
$$\Delta h_{s2} = \zeta_2 \frac{(\Delta c_3)^2}{2g} \quad (16.12)$$

Straty te określa parabola Δh_{s2} na rys. 16.10.

Odejmując kolejno straty Δh_{s1} i Δh_{s2} , otrzymamy ostateczny kształt krzywej charakterystycznej przepływu $H = f(Q)$ w wyniku obliczeń (rys. 16.10 krzywa SGR).

W przypadku kierownicy bezłopatkowej nie będzie strat Δh_{s2} , natomiast należy wziąć pod uwagę straty tarcia Δh_k w samej kierownicy. Ze względu na długą drogę cząsteczek (przy stosunkowo małym kącie α nachylenia toru cząsteczki do kierunku obwodowego), straty tarcia nie mogą być pominięte. Ich przybliżoną wartość przedstawiono graficznie na rys. 16.13. Odejmując je otrzymamy ostateczną krzywą charakterystyczną $H = f(Q)$ dla pompy z kierownicą bezłopatkową (rys. 16.13).

Należy zaznaczyć, iż w przypadku kierownicy bezłopatkowej otrzymano krzywą stateczną przepływu, natomiast kierownica łopatkowa sprzyja kształtowaniu się krzywej niestatecznej. Ponadto z porównania rys. 16.10 i 16.13 można wnioskować,



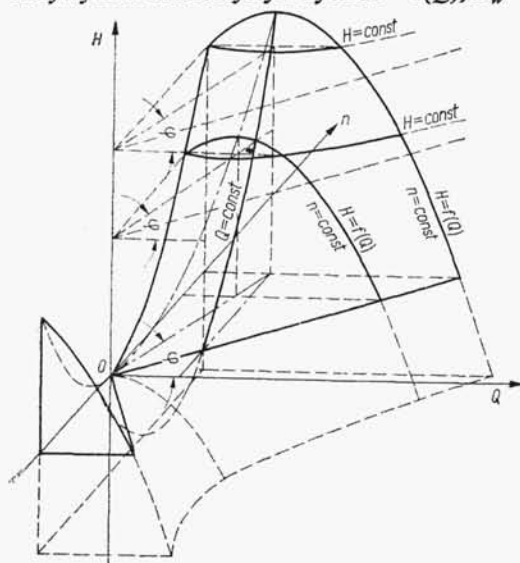
Rys. 16.13. Wyznaczanie charakterystyki przepływu $H=f(Q)$ pompy wirowej z kierownicą bezłopatkową na podstawie obliczeń; 1 — straty Δh_k w kierownicy bezłopatkowej, 2 — straty Δh_w oporów przepływu przez pompę (z pominięciem strat w kierownicy bezłopatkowej), 3 — straty Δh_{s1} nieściśnialnego napływu na łopatkę wirnika

iż przy nominalnej wydajności Q_n straty przepływu w pompie z kierownicą łopatkową są mniejsze, zaś wysokość podnoszenia oraz sprawność większe niż w pompie z kierownicą bezłopatkową.

16.5. Powinowactwo charakterystyk przepływu

16.5.1. Charakterystyki przy zmianie prędkości obrotowej

Przy zmianie prędkości obrotowej n otrzymamy podobnie jak uprzednio szereg krzywych charakterystycznych $H=f(Q)$, $P_w=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ o podobnym przebiegu.



Rys. 16.14
Powierzchnia charakterystyczna pompy wirowej $H=f(Q, n)$ (wg C. Pfeiderera)