

Występuje ponadto napór osiowy spowodowany działaniem wysokości ciśnienia statycznego na rzut powierzchni pierścieniowej między piastą a wałem wirnika o kierunku zgodnym z działaniem siły  $F_1$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (r_p^2 - r_w^2) \gamma H'_p \quad (17.19)$$

gdzie  $H'_p$  — ciśnienie przy piastce wyznaczamy wg wzoru (17.16) podstawiając  $r = r_p$ .

Można też z dostateczną dokładnością uwzględnić działanie naporu  $F_2$  w obliczeniu siły  $F_1$  (wzory (17.17) i (17.18)) rozciągając całkowanie w granicach od  $r_w$  do  $r_2$ . Wtedy wzór (17.18) przyjmie postać

$$F_{1+2} = \pi \gamma H \left( r_z^2 - r_w^2 - \frac{1}{\omega^2} g H_{th} \ln \frac{r_z}{r_w} \right) \quad (17.20)$$

Przy dokładnych obliczeniach należy ponadto obliczyć napór osiowy, spowodowany różnicą ciśnienia atmosferycznego  $p_b$  i ciśnienia  $p_0$  w przekroju ssawnym pompy, działający na powierzchnię czołową końca wału (jak na rys. 13.4)

$$F_3 = \frac{\pi}{4} d_w^2 (p_b - p_0) \quad (17.21a)$$

Całkowity napór osiowy w pompie śmigłowej jest równy sumie lub różnicy

$$F = F_{1+2} + F_3 \quad (17.21b)$$

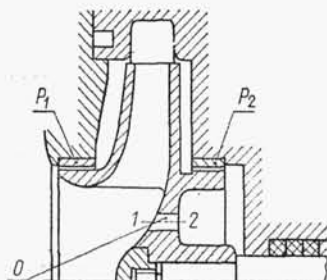
Napór  $F_3$ , jako bardzo mały, jest zwykle pomijany w obliczeniach.

## 17.2. Równoważenie naporu osiowego

Równoważenie naporu osiowego stosuje się w pompach odśrodkowych diagonalnych i helikoidalnych. Istnieje kilka sposobów równoważenia, z których przedstawimy najczęściej spotykane.

### 17.2.1. Otwory odciążające

Wirnik pompy (rys. 17.3) ma powierzchnie cylindryczne współpracujące z dwoma pierścieniami uszczelniającymi  $P_1$  i  $P_2$ . Napór na powierzchnie boczne wirnika, między promieniem  $r_2$  a promieniem szczelin  $r_{sz}$ , równoważy się. W celu wyrównania ciśnienia w przestrzeniach 1 i 2 stosuje się otwory  $O$  o liczbie łopatek i średnicy



Rys. 17.3

Wirnik z otworami odciążającymi stosowanymi dla zrównoważenia naporu osiowego

od 3 do 20 mm, zależnie od wielkości wirnika. Napór osiowy zostaje zmniejszony o ok. 70%.

Pozostały napór można obliczyć za pomocą równania ciągłości przepływu przez szczelinę  $P_2$  i otwory wyrównawcze  $O$ .

Ciśnienie  $H_{psz}$  przed szczeliną (od strony tłoczenia) obliczymy podobnie jak we wzorze (17.1)

$$H_{psz} = H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_{sz}^2) \quad (17.22)$$

gdzie  $r_{sz}$  — promień szczeliny.

Przy szerokości szczeliny  $b$  jej powierzchnia przepływu wynosi  $A_{sz} = 2\pi r_{sz} b$ .

Prędkość przepływu w szczelinie obliczamy za pomocą wzoru

$$c_{sz} = \mu_1 \sqrt{2gH_{psz}} \quad (17.23)$$

gdzie  $\mu_1 = 0,6 \div 0,8$  — współczynnik kontrakcji.

Natężenie przepływu przez szczelinę wyniesie

$$Q_{sz} = A_{sz} c_{sz} \quad (17.24)$$

Przy  $i$  otworach wyrównawczych o średnicy  $d$  ich łączny przekrój wyniesie

$$A = i \frac{\pi}{4} d^2 \quad (17.25)$$

a prędkość przepływu w otworach

$$c = Q_{sz} / (\mu_2 A) \quad (17.26)$$

gdzie  $\mu_2 \approx 0,8$  — współczynnik kontrakcji.

Prędkość  $c$  w otworach warunkuje różnica ciśnień między przestrzeniami 1 i 2.

$$\Delta p = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{c^2}{2} \quad (17.27)$$

Zatem napór osiowy wyniesie

$$F_1 = \pi (r_{sz}^2 - r_w^2) \Delta p \quad (17.28)$$

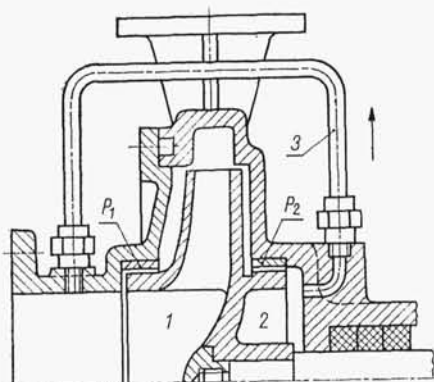
Dla całkowitego zrównoważenia naporu stosuje się różne średnice pierścieni uszczelniających.

### 17.2.2. Przewody upustowe

Innym sposobem równoważenia naporu osiowego jest stosowanie w pompach przewodów upustowych (rys. 17.4).

Przebieg 2 za wirnikiem jest połączona z króćcem ssawnym za pomocą przewodu upustowego 3. Dzięki temu następuje prawie zupełne wyrównanie ciśnień w obszarach 1 i 2, zmniejszające w znacznym stopniu napór osiowy (praktycznie pozostają siły  $F_2$  i  $F_3$ ).

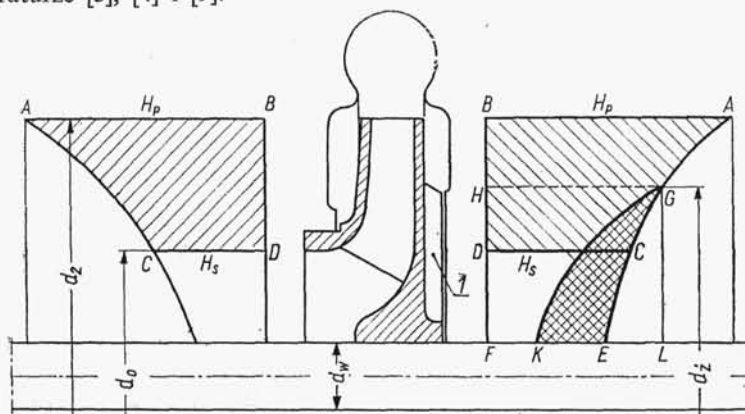
Sposoby te, omówione w p. 17.2.1 i 17.2.2, nie zabezpieczają przed stratami cieczy krążącej przez otwory odciążające lub przewody upustowe, a więc zmniejszają sprawność  $\eta_v$  pompy.



**Rys. 17.4**  
Pompa z przewodem upustowym 3 do wyrównania ciśnienia w obszarach 1 i 2

### 17.2.3. Żebra promieniowe

Na rys. 17.5 przedstawiono wirnik z żebrami promieniowymi 1 na tylnej zewnętrznej ścianie wirnika. Liczba żeber wynosi od 4 do 8 przy wysokości od 4 do 7 mm, zależnie od wielkości wirnika. Ciecz między żebrami podlega ruchowi okrężnemu wymuszonemu z prędkością kątową prawie równą prędkości  $\omega$  wirnika. Wytworzone w wyniku tego ciśnienie zmniejsza ciśnienie pochodzące od ciśnienia statycznego wirnika  $H_p$  (omówionego szczegółowo w p. 17.1). Szczegółowe obliczenia w literaturze [3], [4] i [9].



**Rys. 17.5.** Równoważenie naporu osiowego za pomocą żeber promieniowych 1

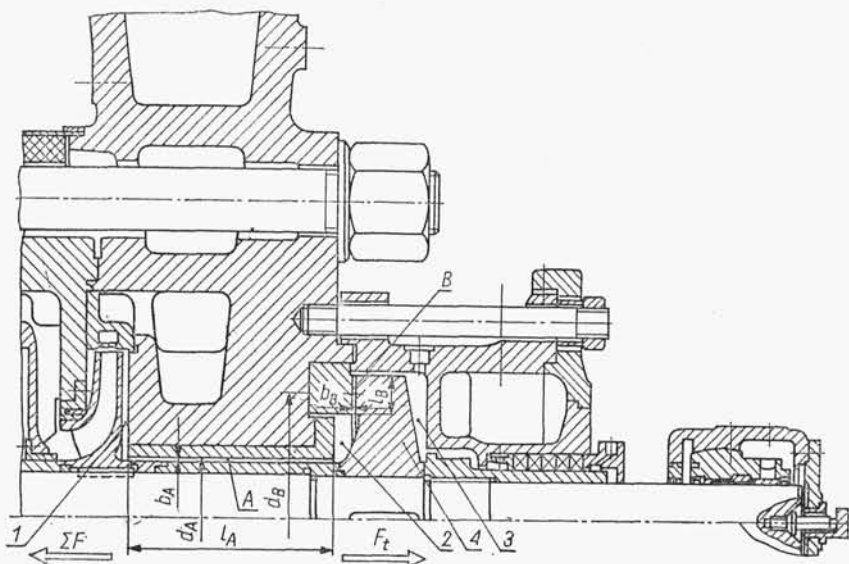
Zrównoważenie zależy od średnicy zewnętrznej żeber i może być zupełne.

Ujemną cechą tego sposobu równoważenia jest trudność obróbki wirnika z żebrami oraz dodatkowe straty energii, wpływające na zmniejszenie sprawności pompy.

### 17.2.4. Tarcza odciażająca

W pompach wielostopniowych o szeregowym układzie wirników ich napory osiowe sumują się, wskutek czego całkowity napór osiowy  $\sum F$  może osiągnąć znaczne wartości (do 20 000 daN i powyżej).

Dla zrównoważenia stosuje się tarczę odciażającą przedstawioną na rys. 17.6. W tym rozwiązaniu zespół wirujący, złożony z wirników osadzonych na wale, nie ma łożyska wzdłużnego ustalającego jego położenie, tak że wał ma swobodę prze-



Rys. 17.6. Równoważenie naporu osiowego za pomocą tarczy odciążającej

suwania się wzdłuż osi. Na wale jest osadzona tarcza odciążająca 4. Ciecz z ostatniego wirnika może przepływać do przestrzeni 1, a stąd przez szczelinę dławiącą A do przestrzeni 2. Ciśnienie cieczy powoduje nacisk  $F_t$  na tarczę 4, przesuwając ją w prawo. Wtedy szerokość szczeliny B powiększa się i ciecz przepływa do komory 3, połączonej z obszarem niskiego ciśnienia, zwykle z wlotem do pompy. W przestrzeni 2 następuje spadek ciśnienia i zmniejszenie nacisku na tarczę poniżej wartości naporu osiowego wirników. Następuje przesunięcie tarczy wraz z wałem w lewo i przyamykanie szczeliny B, aż nastąpi całkowite zrównoważenie się naporu osiowego  $\Sigma F$  pompy z siłą  $F_t$  działającą na tarczę.

Obliczenia tarczy odciążającej przeprowadzamy przy założeniu równowagi sił działających na układ wirujący oraz równości przepływu przez szczeliny A i B (rys. 17.6). Oznaczając średnie średnice szczelin A i B przez  $d_A$  i  $d_B$ , a szerokości tych szczelin przez  $b_A$  i  $b_B$ , współczynniki przepływu przez szczeliny przez  $\mu_A$  i  $\mu_B$ , a wysokości ciśnienia w przestrzeniach 1, 2 i 3 przez  $h_1$ ,  $h_2$  i  $h_3$ , natężenie przepływu przez szczeliny zostanie określone zależnością

$$Q_{sz} = \mu_A \pi d_A b_A \sqrt{2g(h_1 - h_2)} = \mu_B \pi d_B b_B \sqrt{2g(h_2 - h_3)} \quad (17.29)$$

Z równowagi sił działających na układ wirujący wynika równość siły  $F_t$  wywieranej na tarczę obciążającą na skutek oddziaływania wysokości ciśnienia  $h_2$  oraz łącznego naporu osiowego wszystkich wirników, czyli

$$F_t = \sum F$$

$$\frac{\pi}{4} (d_B^2 - d_A^2) \gamma h_2 = \sum F \quad (17.30)$$

Wysokość ciśnienia  $h_1$  za ostatnim stopniem dla  $i$  stopniowej pompy o wysokości podnoszenia  $H_i$  na jeden stopień określa wzór

$$h_1 = (i-1)H_i + H_p - \frac{1}{8g} (u_2^2 - u_A^2) - H_s \quad (17.31)$$

w którym wyrażenie  $H_p - \frac{1}{8g} (u_2^2 - u_A^2)$  można obliczyć ze wzoru (17.22) przy podstawieniu właściwych wartości, zaś  $H_s$  jest manometryczną wysokością ssania pompy. Uwzględnienie wysokości  $H_s$  we wzorze (17.31) pozwala na przyjęcie w nim  $h_3 = 0$ . Przyjmując dla ułatwienia obliczeń

$$\frac{\mu_A d_A b_A}{\mu_B d_B b_B} = M \quad (17.32)$$

i wprowadzając te zależności do równania (17.31), otrzymujemy wyrażenie na wysokość ciśnienia przed tarczą odciażającą

$$h_2 = \frac{M^2 h_1 + h_3}{1 + M^2} \quad (17.33)$$

Po uwzględnieniu  $H_s$  we wzorze (17.31) równanie (17.33) przyjmie prostszą postać

$$h_2 = \frac{M^2 h_1}{1 + M^2} = \frac{h_1}{1 + \frac{1}{M^2}} \quad (17.34)$$

Tok obliczeń jest następujący. Obliczamy wysokość ciśnienia  $h_1$  w przestrzeni 1 ze wzoru (17.31) oraz wysokość ciśnienia  $h_2$  w przestrzeni 2 ze wzoru (17.30) i podstawiamy je do wzoru (17.34) w celu obliczenia wartości  $M$ .

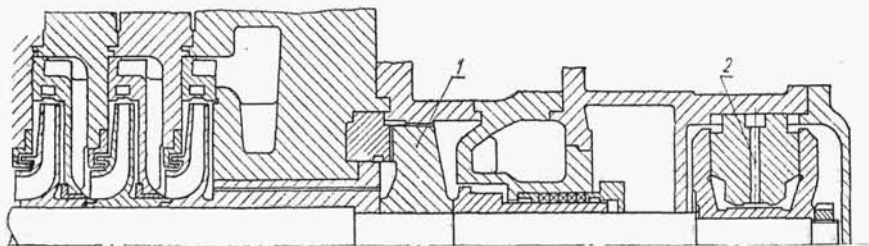
Do obliczenia współczynników przepływu  $\mu_A$  i  $\mu_B$  zastosujemy wzór z hydromechaniki [16]

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 2\lambda_h l_s / b_s}} \quad (17.35)$$

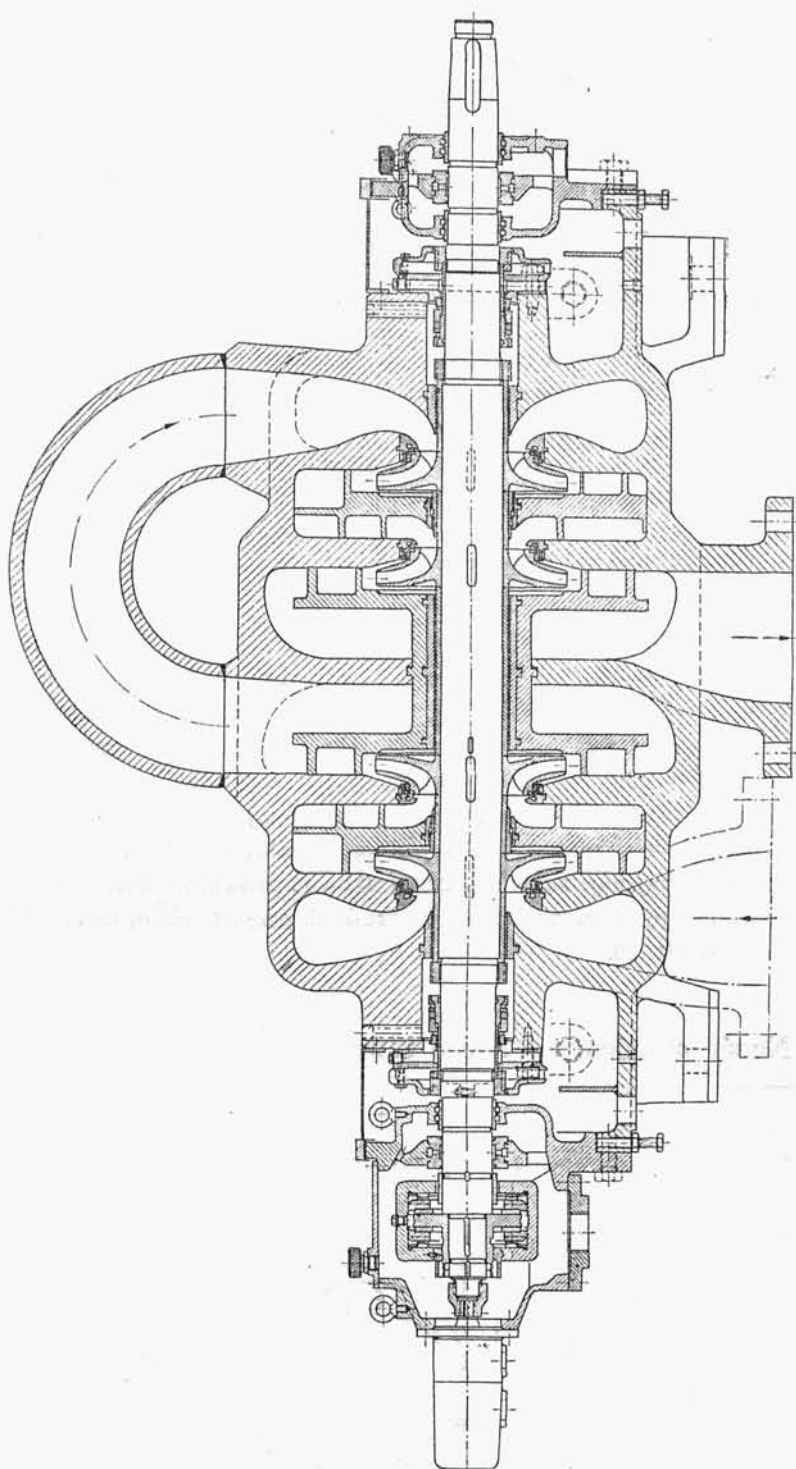
gdzie  $\lambda_h = 0,01$  — współczynnik (w przybliżeniu),  $l_s$  i  $b_s$  — długość i szerokość szczeliny.

Równania (17.32) i (17.35) wiążą wymiary obu szczelin  $A$  i  $B$ . Zakładając wymiary szczelin  $A - d_A, b_A, l_A$  oraz średnicę i średnicę  $d_B$  szczeliny  $B$ , obliczymy z równania (17.32) wartość iloczynu  $\mu_B b_B$ . Następnie po założeniu długości  $l_B$  szczeliny  $B$  obliczymy za pomocą wzoru (17.35) i iloczyn  $\mu_B l_B$  współczynnik przepływu  $\mu_B$  oraz szerokość szczeliny  $b_B$ .

Szerokość szczeliny  $b_B$  zawiera się w granicach od 0,4 do 0,8 mm, zaś długość  $l_B$  wynosi zwykle 8÷10% średnicy tarczy odciażającej  $d_t$ , przy czym przyjmuje się  $d_t = (0,7 \div 0,8) d_2$ . Szerokość szczeliny  $A$  wynosi  $b_A = 0,2 \div 0,4$  mm, w zależności od wysokości podnoszenia pompy.



Rys. 17.7. Równoważenie naporu osiowego za pomocą tarczy odciażającej 1 i łożyska wzdłużnego 2



Rys. 17.8. Pompa odśrodkowa 4-stopniowa firmy Sulzer o wyrównawzonej sile wzdłużnej do cieczy ropopochodnych

Strata objętościowa wypływu cieczy przez układ z tarczą odciążającą wynosi od 3 do 6% i zmniejsza sprawność objętościową pompy  $\eta_v$ .

Zaletą zastosowania tarczy odciążającej jest zupełne zrównoważenie naporu osiowego eliminujące łożysko wzdłużne oraz prostota konstrukcji. Ujemnymi cechami są konieczna zupełna czystość wody, trudna technologia doboru materiałów i obróbki tarczy i przeciwtarczy oraz skłonność do zatarcia powierzchni współpracujących w chwili uruchamiania i zatrzymywania pompy. Układ z tarczą odciążającą jest niewygodnym węzłem pompy, podlegającym najczęstszym awariom przy niewykwalifikowanej obsłudze.

Odmianą sposobu równoważenia siły wzdłużnej wykluczającą niebezpieczeństwo awarii jest zastosowanie tarczy lub tłoka odciążającego 1 łącznie z łożyskiem wzdłużnym 2 (rys. 17.7). W rozwiązaniu tym układ hydrauliczny odciąża napór osiowy do ok. 80%, a resztę naporu osiowego przenosi łożysko wzdłużne.

W wielostopniowych pompach odśrodkowych występują z reguły duże siły wzdłużne, które muszą być zrównoważone, jak to przedstawiono w rozdz. 20.

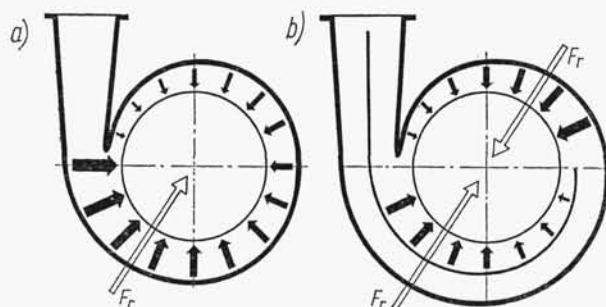
#### 17.2.5. Wirniki dwustronne. Ustawienie przeciwstawne wirników

Z wartości parametrów pracy pompy wynika niekiedy możliwość zastosowania wirnika dwustronnego. Są to właściwie dwa wirniki, z których każdy pracując zapewnia połowę wydajności, zwrócone do siebie ścianą tylną. Zrównoważenie naporu osiowego jest w tym przypadku zupełne. Pewna siła wzdłużna może jednak wystąpić przy niesymetrycznym wypływie cieczy z wirnika do kanału zbiorczego, tak że łożysko wzdłużne, zdolne przenosić pewną siłę, jest niezbędne.

W przypadku wielostopniowych pomp o szeregowej pracy wirników i parzystej ich liczbie stosuje się przeciwstawne usytuowanie połowy liczby wirników. W ten sposób również otrzymuje się w zasadzie całkowite zrównoważenie osiowe. Przykład budowy pompy o przeciwstawnych wirnikach przedstawiono na rys. 17.8 oraz omówiono w rozdz. 20.

### 17.3. Napór promieniowy i jego równoważenie

*Napór promieniowy* powstaje w pompach ze spiralnym kanałem zbiorczym na skutek różnicy ciśnień na obwodzie, jak to przedstawiono na rys. 17.9. Ponadto dalszą przyczyną nierównomiernego rozkładu ciśnienia wokół wirnika stanowią wiry i prą-



Rys. 17.9. Napór promieniowy w kanale zbiorczym spiralnym: a) pojedynczym, b) podwójnym