

Rys. 15.1. Przepływ cieczy w kierownicy bezłopatkowej

Dzieląc dwustronnie równania (15.2) i (15.3) otrzymamy po uproszczeniu

$$b \frac{c_m}{c_u} = b_3 \frac{c'_m3}{c_{u3}} \quad (15.4)$$

lub  $b \operatorname{tg} \alpha = b_3 \operatorname{tg} \alpha_3 = \text{const}$ , przy czym  $\alpha_3$  odpowiada  $\alpha'_3$  na rys. 11.18. (15.5)

Przy założeniu stałej szerokości kanału bezłopatkowego  $b = b_3 = \text{const}$  otrzymamy zależność

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_3 = \text{const} \quad (15.6)$$

z której wynika, iż tory cząsteczek cieczy doskonałej są spiralami logarytmicznymi.

Przy przepływie cieczy rzeczywistej przez kierownicę bezłopatkową występują straty energii wywołane tarciem, które zależą od długości drogi cząsteczek w tym obszarze oraz od chropowatości ścian. Straty wywołane tarciem powodują zmniejszenie momentu prędkości na wylocie z kierownicy bezłopatkowej wg zależności podanej przez C. Pfleiderera

$$\frac{1}{r_4 c_{u4}} - \frac{1}{r_3 c_{u3}} = \frac{\lambda \pi}{2Q} (r_4 - r_3) \quad (15.7)$$

gdzie  $\lambda$  — współczynnik oporu przepływu ( $\lambda = 0,03 \div 0,06$ ).

Przy małym kącie  $\alpha'_3$  droga cząsteczki cieczy w kierownicy bezłopatkowej jest długa, a więc i opory są większe. Ten sam wpływ ma kształt rozchylających się ścian kierownicy widoczny na rys. 15.1. Zmniejsza się przez to prędkość południkowa  $c_m$ , co powoduje zmniejszenie kąta  $\alpha$  i wydłużenie drogi cząsteczki. Zachowanie stałej szerokości kierownicy jest z tych względów korzystniejsze, lecz nie zawsze możliwe.

### 15.3. Przepływ cieczy w kanale zbiorczym

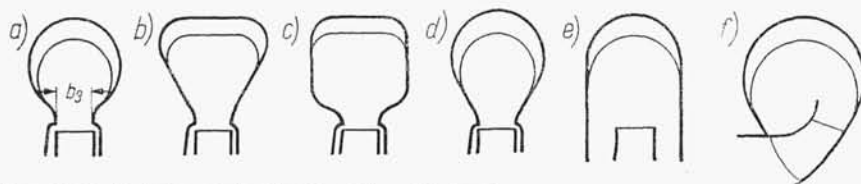
#### 15.3.1. Rodzaje kanałów zbiorczych i kształty ich przekroju

Zadaniem kanału zbiorczego jest zebranie cieczy wypływającej z wirnika lub z kierownicy bezłopatkowej z możliwie małymi stratami i częściowa przemiana wysokości prędkości cieczy w wysokość ciśnienia. Kanały zbiorcze są stosowane w pompach

odśrodkowych i helikoidalnych, a kanały specjalnej konstrukcji również w pompach śmigłowych.

Kształty kanału zbiorczego oraz dokładność wyznaczania jego wymiarów są uzależnione od udziału jego sprawności w ogólnej sprawności pompy, lub — w przypadku pomp specjalnych — od wymagań niezawodności działania. W pompach o małej wysokości podnoszenia stosuje się metody dokładnego wyznaczania wielkości kanału, zaś w pompach o dużej wysokości podnoszenia, np. w wielostopniowych pompach zasilających, straty wynikające z przybliżonego obliczenia wielkości kanału zbiorczego są, w porównaniu z całkowitą wysokością podnoszenia, pomijalnie małe i dlatego w tych pompach stosujemy kanały zbiorcze o stałym przekroju, obliczane metodą przybliżoną, mniej korzystne pod względem hydraulicznym.

Do najczęściej stosowanych kanałów zbiorczych należą kanały o przekroju kołowym, trapezowym i prostokątnym oraz ich kombinacjach (rys. 15.2).



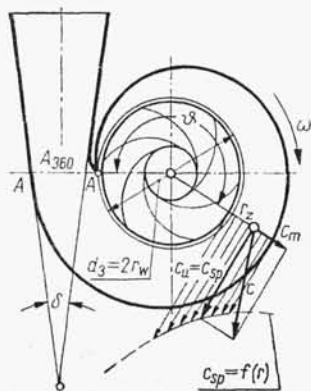
Rys. 15.2. Kształty przekrojów kanałów zbiorczych

### 15.3.2. Spiralny kanał zbiorczy przy zachowaniu niezmienności krętu

Dokładne obliczenie kanału zbiorczego spiralnego opiera się na stwierdzeniu, iż po wypływie z wirnika energia cieczy nie ulega zmianie (przy pominięciu chwilowo strat przepływu). Z tego wynika wniosek o niezmienności momentu prędkości, przyjęty również przy wyznaczaniu przepływu przez kierownicę bezłopatkową w poprzednim ustępie

$$\kappa = c_u r = c_{u3} r_2 = \text{const} \quad (15.8)$$

Na rys. 15.3 przedstawiono schematycznie wirnik pompy z kanałem zbiorczym i rozkład prędkości cząsteczki cieczy w dowolnym punkcie. Jeżeli od dowolnego punktu  $A$  na obwodzie tuż poza wirnikiem zaczniemy zbierać strugi cieczy wypływającej z wirnika, to w miarę wzrastania kąta środkowego  $\vartheta$  liczba strug będzie



Rys. 15.3  
Kanał zbiorczy spiralny

się zwiększać, co wymaga zwiększenia przekroju kanału zbiorczego. Po zakresleniu wokół wirnika kąta środkowego  $\vartheta = 360^\circ$  osiągniemy z powrotem punkt początkowy  $A$ , w którym wszystkie strugi wypływające z wirnika zostały zebrane. Zatem przekrój  $A-A$  jest przekrojem końcowym kanału, oznaczonym przez  $A_{360}$ . Otrzymany kształt kanału jest podobny do spirali, stąd potoczna nazwa *spirała zbiorcza*.

Gdyby prędkość  $c_{sp}$  w spirali była niezmienna, to zachodziłaby równość

$$\frac{Q_\vartheta}{Q_{360}} = \frac{\vartheta}{360} = \frac{A_\vartheta}{A_{360}} \quad (15.9)$$

ale prędkość  $c_{sp}$  mając kierunek obwodowy jest właściwie pochodną prędkości obwodowej cieczy  $c_{u3}$ , zatem podlega zasadzie niezmienności momentu prędkości zgodnie ze wzorem (15.8), czyli

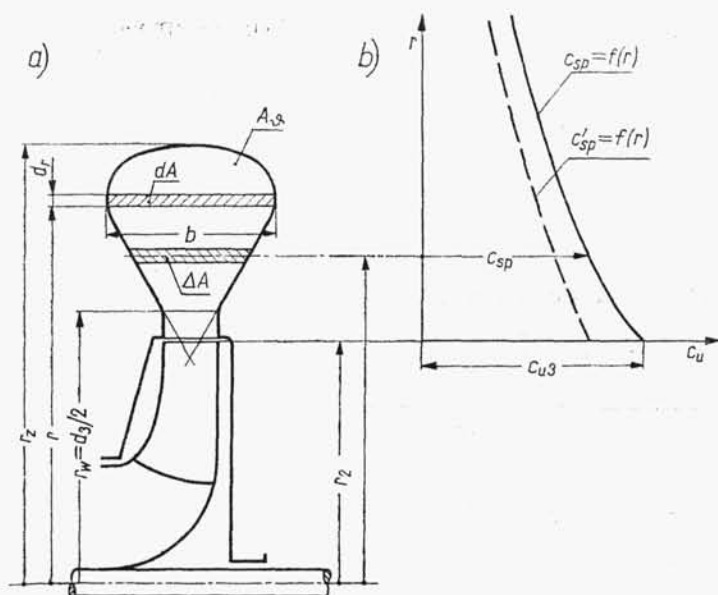
$$\kappa = r c_{sp} = r_z c_{u3} = \text{const}$$

Obrazem zmienności  $c_{sp}$  jest krzywa hiperboliczna  $c_{sp} = f(r)$  (rys. 15.3). W takim przypadku wzór (15.9) niezupełnie jest słuszny i przybierze wtedy postać

$$\frac{Q_\vartheta}{Q_{360}} = \frac{\vartheta}{360} \neq \frac{A_\vartheta}{A_{360}} \quad (15.10)$$

Rozpatrzmy przekrój  $A_\vartheta$  spiralnego kanału zbiorczego o dowolnym kształcie znajdujący się na kącie środkowym  $\vartheta$  (rys. 15.4). Natężenie przepływu przez elementarny przekrój południkowy  $dA = b dr$  wynosi

$$dQ = dA c_{sp} = \frac{\kappa b dr}{r} \quad (15.11)$$



Rys. 15.4. Obliczenie natężenia przepływu  $Q$  przez przekrój  $A$  spirali zbiorczej. Krzywa  $c'_{sp} = f(r)$  uwzględnia wpływ tarcia cieczy o ściany spirali



Ponieważ  $r_w$  jest promieniem początku spirali zbiorczej (patrz rys. 15.4) czyli  $r_w = a - \varrho$ , więc podstawiając do równania (15.17) wartość  $a = r_w + \varrho$ , otrzymamy

$$\vartheta = \frac{720\pi}{Q} [r_w + \varrho - \sqrt{r_w(r_w + 2\varrho)}] \quad (15.18)$$

Za pomocą wzoru (15.18) można obliczyć kąt środkowy  $\vartheta$  dla założonego przekroju.

W przypadku kanału zbiorczego spiralnego o stałej szerokości  $b = b_3 = \text{const}$  otrzymamy

$$\int_{r_w}^{r_z} b_3 \frac{dr}{r} = b_3 \ln \frac{r_z}{r_w} \quad (15.19)$$

Po wstawieniu (15.19) do wyrażenia (15.13) otrzymamy zależność umożliwiającą określenie kąta środkowego przy stałej szerokości przekroju spiralnego

$$\vartheta = \frac{360\pi b_3}{Q} \ln \frac{r_z}{r_w} \quad (15.20)$$

W tym przypadku zarys spirali zbiorczej ma kształt spirali logarytmicznej.

Jeżeli zależność  $b = f(r)$  nie może być przedstawiona w postaci funkcji matematycznej możliwej do całkowania, obliczanie kąta środkowego wg wzoru (15.13) przeprowadzamy tabelarycznie dzieląc przekrój  $A_3$  na cząstkowe pola  $\Delta A$ . Sporządzamy wtedy wykres prędkości spirali (rys. 15.4b) z zależności

$$c_{sp} = \frac{r_2 c_{u3}}{r}$$

z którego odczytujemy prędkości  $c_{sp}$  właściwe dla cząstkowych pól  $\Delta A$ .

Ostatecznie przepływ przez przyjęty przekrój określi wyrażenie

$$Q_3 = \sum \Delta A c_{sp} \quad (15.21)$$

Cząstkowe pola  $\Delta A$  określamy przez planimetrowanie.

### 15.3.3. Obliczanie kanału zbiorczego spirali z uwzględnieniem tarcia

Wyprowadzone wzory nie uwzględniają tarcia cieczy o ścianki kanału. Nie można tego pominąć, jeżeli weźmie się pod uwagę, iż kanały zbiorcze są prawie zawsze odlewane, a ich wewnętrzne powierzchnie pozostają nieobrabiane. Występujące tarcie powoduje zmniejszenie prędkości  $c'_{sp} < c_{sp}$  (rys. 15.4b), zatem powierzchnie przekrojów kanału zbiorczego powinny być zwiększone. C. Pfeiderer podaje następujący wzór empiryczny na obliczanie zwiększenia przekroju

$$\Delta A = \frac{\lambda}{8} \frac{\pi}{180} r_z \int_0^{\vartheta} b d\vartheta \quad (15.22)$$

gdzie  $\lambda \approx 0,04$  — współczynnik oporu hydraulicznego.

Obliczenie  $\Delta A$  wg wzoru (15.22) przeprowadzamy tabelarycznie zastępując całkę sumą skończonych przyrostów przy założonych przyrostach  $\Delta\vartheta$ .

W przypadku przekroju kołowego spirali C. Pfeleiderer podaje wzór na zwiększenie promienia przekroju

$$\Delta \varrho = \frac{\pi}{6} \lambda r_w \frac{\vartheta^2}{360} \quad (15.23)$$

wtedy rzeczywisty promień przekroju wyniesie]

$$\varrho_c = \varrho + \Delta \varrho \quad (15.24)$$

#### 15.3.4. Spiralny kanał zbiorczy przy założeniu stałej prędkości

Ze względu na trudności w uwzględnieniu rzeczywistego wpływu tarcia na prędkość w spirali jak też dość skomplikowany przebieg obliczeń spirali przy zachowaniu niezmiennego krętu, do obliczeń pomp małych i średnich przyjęto obecnie bardziej prostą metodę, opartą na założeniu stałej prędkości średniej we wszystkich przekrojach spirali zbiorczej. Podany uprzednio sposób, wymagający dokładnych obliczeń, stosuje się do pomp o dużych wydajnościach.

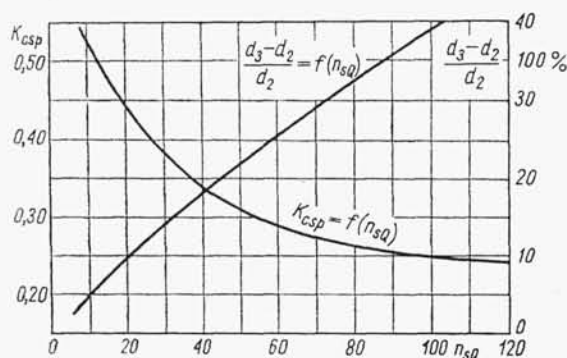
Przy tym założeniu pola przekroju spirali wzrastają proporcjonalnie do kąta środkowego  $\vartheta$ , zgodnie ze wzorem (15.9).

Średnią prędkość w spirali oblicza się za pomocą wzoru doświadczalnego

$$c_{sp} = K_{csp} \sqrt{2gH} \quad (15.25)$$

gdzie  $K_{csp}$  — współczynnik doświadczalny uwzględniający zmniejszenie prędkości wskutek tarcia i nierównomiernego rozkładu prędkości w spirali.

Wartość współczynnika  $K_{csp}$  w zależności od wyróżnika szybkobieżności przedstawiono na rys. 15.6.



Rys. 15.6  
Wykresy  $K_{csp} = f(n_sQ)$  oraz  
 $\frac{d_3 - d_2}{d_2} 100\% = f(n_sQ)$  (wg A. J.  
Stepanoffa)

Po określeniu  $c_{sp}$  pole przekroju dla dowolnego kąta środkowego  $\vartheta$ , odpowiadające natężeniu przepływu  $Q_\vartheta$ , obliczamy z zależności

$$A_\vartheta = \frac{Q_\vartheta}{c_{sp}} \quad (15.26)$$

Jak wykazały doświadczenia zgodność obliczeń wg metody dokładnej oraz metody przybliżonej występuje w zakresie kąta środkowego  $\vartheta = 270 \div 300^\circ$ . Przy mniejszym kącie  $\vartheta$  przekroje spirali są „za obszerne”, przy większym kącie nieco za małe.

Odległość początku spirali zbiorczej od osi pompy, tzw. *języka*, wpływa na pracę pompy, a jego położenie w stosunku do wirnika nie jest obojętne. Zbyt mała odległość od wirnika może powodować zaburzenia przepływu, a niekiedy silne drgania kadłuba pompy wskutek przecinania strug. Zbyt duża odległość języka od wirnika powoduje wirowanie pierścienia cieczy wokół wirnika kosztem pewnej energii. Odległość języka od osi pompy  $r_w = d_3/2$  można w przybliżeniu wyznaczyć z wykresu na rys. 15.6, jednak obliczone w ten sposób wartości  $r_w$  są niekiedy zbyt duże.

### 15.3.5. Kanał zbiorczy o stałym przekroju

Kanał zbiorczy, o stałym przekroju na całym obwodzie, jest stosowany w pompach wielostopniowych, najczęściej z króćcem tłocznym usytuowanym w płaszczyźnie wału pompy (rys. 15.7a) oraz w pompach jednostopniowych do cieczy unoszących ciała stałe (owoce, ryby, węgiel, ścieki itp.). Kształt kanału może mieć wtedy zarysy przedstawione na rys. 15.7a i 15.7b.

Pole przekroju kanału określa zależność

— dla pomp jednostopniowych z kierownicą bezłopatkową

$$A_{kz} = \frac{Q}{c_{kz}} = \frac{Q}{mc_{u3}} \quad (15.27)$$

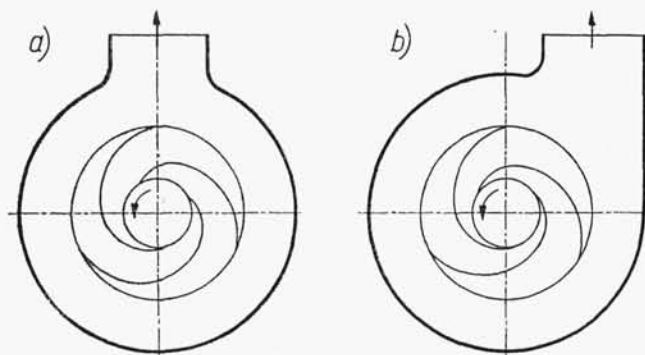
— dla pomp wielostopniowych z kierownicą odśrodkową ułopatkowaną (patrz p. 15.4)

$$A_{kz} = \frac{Q}{c_{kz}} = \frac{Q}{mc_{u6}} \quad (15.27a)$$

gdzie  $m = 0,55 \div 0,65$  — zależy od wartości wyróżnika szybkobieżności  $n_{sQ}$ ; dla większych  $n_{sQ}$  wielkość  $m$  przybiera mniejsze wartości.

Ze względu na niebezpieczeństwo zatkania pompy przekrój kanału zbiorczego powinien być zawsze większy od maksymalnych kształtów unoszonych ciał stałych (bez względu na wynik obliczeń). Kształt przekroju kanału może być kołowy, trapezowy lub prostokątny (rys. 15.2).

W kanale zbiorczym o stałym przekroju następuje mieszanie się strug o różnych prędkościach, co powoduje zwiększenie strat wysokości podnoszenia.

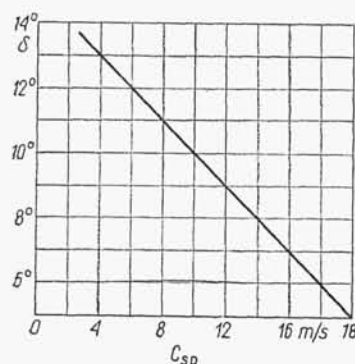


Rys. 15.7. Kształty kanałów zbiorczych o stałym przekroju: a) z króćcem tłocznym promieniowym, b) z króćcem tłocznym stycznym

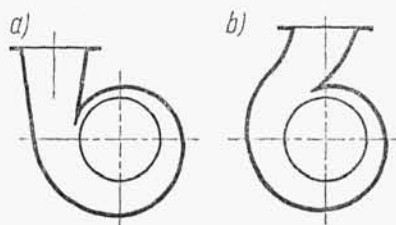
Szerokość  $b_3$  kanałów zbiorczych (rys. 15.2) (niezależnie od ich kształtu) powinna być zawsze większa od szerokości wirnika na wypływie  $b_2$  tak, aby mimo niedokładności odlewu nie wystąpiło przesłonięcie wylotu z wirnika. Większa szerokość  $b_3$  umożliwia ponadto zastosowanie wirników o różnej szerokości danego kanału zbiorczego. Zwykle stosunek  $b_3/b_2 = 1,4 \div 1,8$ .

### 15.3.6. Dyfuzor wylotowy

Z końcowego przekroju kanału zbiorczego ciecz jest kierowana do przekroju króćca wylotowego (tłocznego) za pomocą zamkniętego przewodu, najczęściej w postaci *dyfuzora*. W dyfuzorze następuje dalsza zamiana energii prędkości cieczy na energię ciśnienia. Towarzyszącą temu konieczną zmianą przekrojów dyfuzora od końcowego przekroju (o różnych kształtach) kanału zbiorczego do kołowego przekroju króćca tłocznego powinna zapewnić maksymalną sprawność przepływu. Kąt rozwarcia dyfuzora  $\delta$  nie może być zbyt duży, aby nie następowało odrywanie się strug od ścian. Zależność kąta  $\delta$  od prędkości  $c_{sp}$  w kanale zbiorczym przedstawiono na rys. 15.8.



Rys. 15.8. Wykres  $\delta = f(c_{sp})$  dopuszczalnego kąta rozwarcia dyfuzora wylotowego



Rys. 15.9. Dyfuzory wylotowe: a) styczny do kanału zbiorczego, b) z króćcem tłocznym promieniowym

Dyfuzor może stanowić przedłużenie kanału zbiorczego (rys. 15.9a) lub może mieć wylot skierowany promieniowo (rys. 15.9b). Króciec tłoczny dyfuzora jest najczęściej skierowany pionowo w górę, rzadziej poziomo lub w innym kierunku w zależności od warunków montażowych i konstrukcji pompy.

## 15.4. Przepływ cieczy przez kierownicę odśrodkową

Zamiast kierownicy bezłopatkowej omówionej w p. 15.2 stosuje się *kierownicę łopatkową* nazywaną też *kierownicą odśrodkową*.

W pompach odśrodkowych jednostopniowych o małych wyróżnikach szybkoobrotowości ( $n_{sQ} = 14 \div 16$ ) i wysokości podnoszenia powyżej 100 m w celu zmniejszenia prędkości cieczy stosuje się kierownicę łopatkową, co powoduje zwiększenie przekroju kanału zbiorczego oraz zmniejszenie strat przepływu.