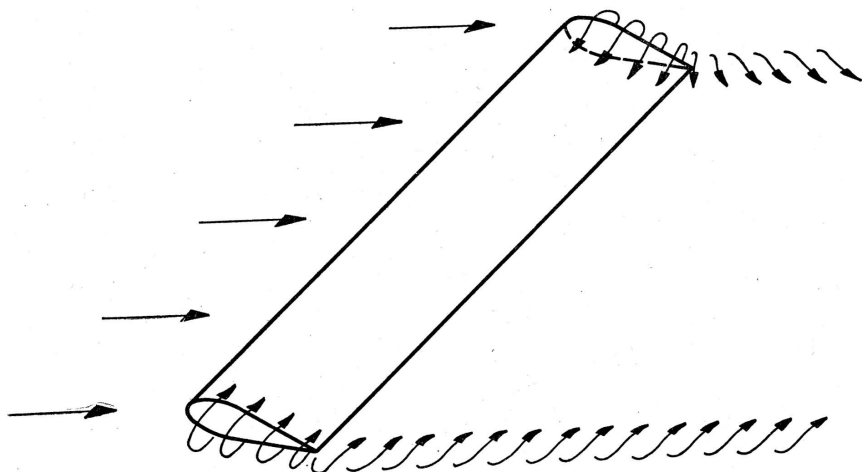
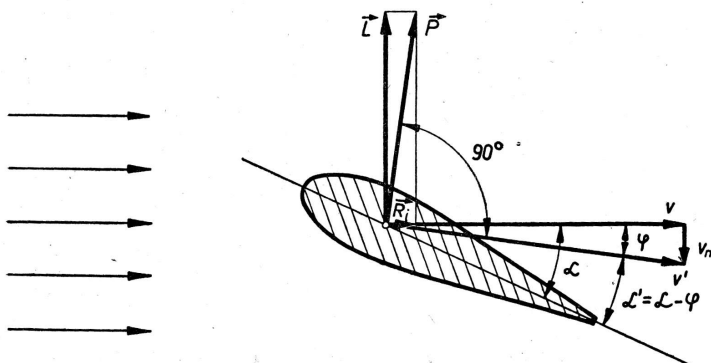


Ponieważ droga, jaką muszą przebyć cząstki wody opływające płat od góry jest dłuższa, niż droga cząstek opływających go z dołu, zatem prędkości strug górnych muszą być większe od prędkości strug dolnych, opływających płat po stronie cisnącej na wodę. Z tego też powodu wystąpi w części górnej płata obszar podciśnienia, w dolnej zaś, cisnącej, obszar nadciśnienia. Różnica ciśnień spowoduje powstanie siły, zwanej *siłą nośną płata*, skierowanej prostopadłe do kierunku prędkości przepływu nie zakłóconego.

Zjawisko to wystąpi w nieco innej postaci w wypadku skończonej rozpiętości płata, a więc o określonej wielkości l . Wskutek różnic ciśnienia na ssącej i cisnącej stronie płata, ciecz będzie opływać końce płata z obszaru o ciśnieniu wyższym do obszaru ciśnienia niskiego. Spowoduje to przepływ cieczy w kierunku wierzchołków i wytworzenie opływu końców płata w kształcie wirów, rozprzestrzeniających się również za płatem, i zwanych *wirami wierzchołkowymi* (rys. 8.3).

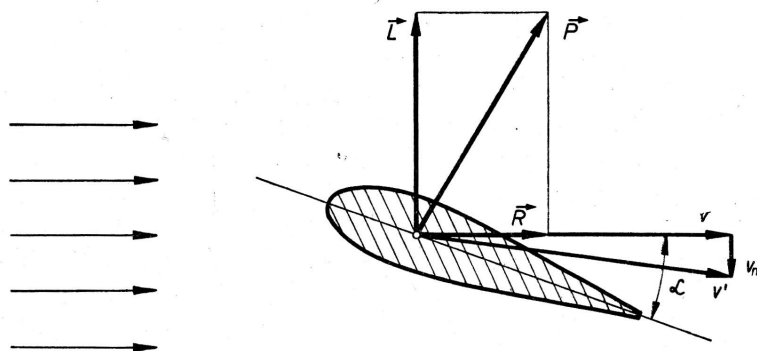


Rys. 8.3



Rys. 8.4

Przepływ cieczy wokół wierzchołka płata pociąga za sobą pewne wyrównanie ciśnień w kierunku wierzchołków, a tym samym zmniejszenie siły nośnej na jednostkę długości w stosunku do płata o rozpiętości nieograniczonej. Równocześnie opływ wierzchołków płata spowoduje wystąpienie prędkości, prostopadłej do kierunku prędkości dopływu cieczy. Tym samym wypadkowa prędkość przepływu przy płacie o rozpiętości skończonej składać się będzie z prędkości przepływu nie-



Rys. 8.5

zakłóconego v i z prostopadłej do niej prędkości, wywołanej ograniczoną rozpiętością płata, zwanej *prędkością indukowaną* v_n . Prędkość wypadkowa v' będzie więc odchylona od prędkości przepływu niezakłóconego v o kąt ϕ , zaś wypadkowa (siła hydrodynamiczna \vec{P} będzie prostopadła do kierunku prędkości wypadkowej rys. 8.4); siłę wypadkową \vec{P} możemy rozłożyć na dwie składowe: siłę nośną \vec{L} i siłę oporu, zwaną *oporem indukowanym* \vec{R}_i .

Rzeczywista siła hydrodynamiczna \vec{P} , działająca na płat w cieczy rzeczywistej nie będzie jednak prostopadła do kierunku prędkości, lecz będzie od niej odchylona wskutek wpływu sił lepkości cieczy rzeczywistej. Po rozłożeniu tej siły na dwie składowe: prostopadłą do prędkości przepływu niezakłóconego i równoległą do niej, otrzymamy rzeczywistą siłę nośną \vec{L} oraz rzeczywistą siłę oporu \vec{R} (rys. 8.5). Opór ten przy płacie o skończonej rozpiętości będzie sumą oporu indukowanego i oporu profilowego, spowodowanego oporem tarcia i oporem ciśnienia, wynikłym z odrywania się warstwy granicznej i wywołanych tym różnicami ciśnień na przedniej i tylnej części profilu.

Siłę hydrodynamiczną \vec{P} możemy również rozłożyć na dwa inne kierunki: normalny i styczny do osi symetrii profilu. Otrzymane wówczas siły składowe nazwiemy: *siłą normalną* \vec{N} i *siłą styczną* \vec{T} (rys. 8.6); wielkość siły \vec{T} jest zwykle nieznamenna w stosunku do wielkości siły \vec{N} .

Pomiędzy wielkością siły hydrodynamicznej i wielkościami jej składowych istnieją następujące zależności (rys. 8.7):

$$P = \sqrt{L^2 + R^2} = \sqrt{N^2 + T^2} \quad (8.1)$$

oraz

$$\overline{OE} = \overline{OF} + \overline{FE} = \overline{OF} + \overline{GB} = \overline{OA} \cos \alpha + \overline{AB} \sin \alpha$$

skąd

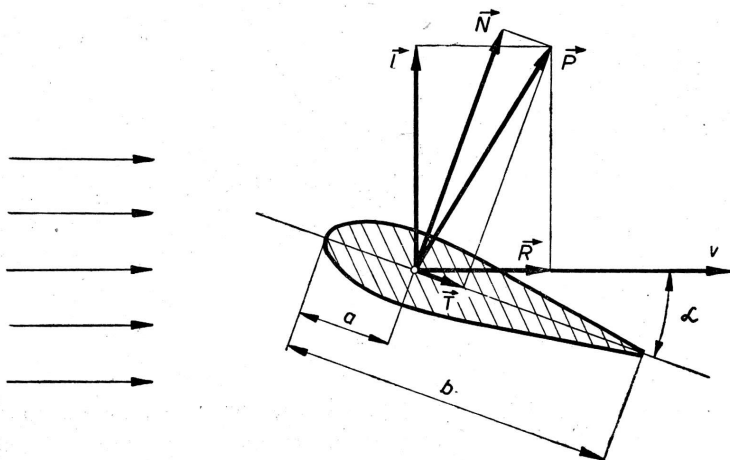
$$N = L \cos \alpha + R \sin \alpha \quad (8.2)$$

jak też

$$\overline{OD} = \overline{OK} - \overline{DK} = \overline{OK} - \overline{HC} = -\overline{HC} + \overline{OK} = -\overline{CB} \sin \alpha + \overline{OC} \cos \alpha$$

skąd

$$T = -L \sin \alpha + R \cos \alpha \quad (8.3)$$



Rys. 8.6

Wielkość siły hydrodynamicznej \vec{P} zależy będzie od wielkości płata, kąta natarcia α , kształtu (profilu) płata, prędkości przepływu niezakłóconego v oraz właściwości cieczy opływającej płat. Siłę tę, podobnie jak i jej składowe, wyrażamy zwykle w postaci bezwymiarowej, dzieląc ją przez ciśnienie dynamiczne¹ $\frac{1}{2} \rho v^2$ i pole powierzchni płata S (pole powierzchni rzutu płata na płaszczyznę symetrii). Otrzymujemy w ten sposób szereg wielkości bezwymiarowych, zwanych współczynnikami odpowiednich sił i wyrażonych następującymi wzorami:

1. Współczynnik siły hydrodynamicznej

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} \quad (8.4)$$

2. Współczynnik siły nośnej

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} \quad (8.5)$$

¹ Ciśnieniem dynamicznym nazywamy drugi człon równania Bernoulliego (podrozdz. 7.2.1) zależny od prędkości cieczy i określany wzorem

$$\frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{1}{2} \rho v^2$$

3. Współczynnik siły oporu

$$C_R = \frac{R}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} \quad (8.6)$$

4. Współczynnik siły normalnej

$$C_N = \frac{N}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} \quad (8.7)$$

5. Współczynnik siły stycznej

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} \quad (8.8)$$

Wyznamy moment siły hydrodynamicznej względem krawędzi natarcia; moment ten, po rozłożeniu siły \vec{P} na składowe \vec{N} i \vec{T} , wyrażamy wzorem

$$M = Na = N \frac{a}{b} \quad (8.9)$$

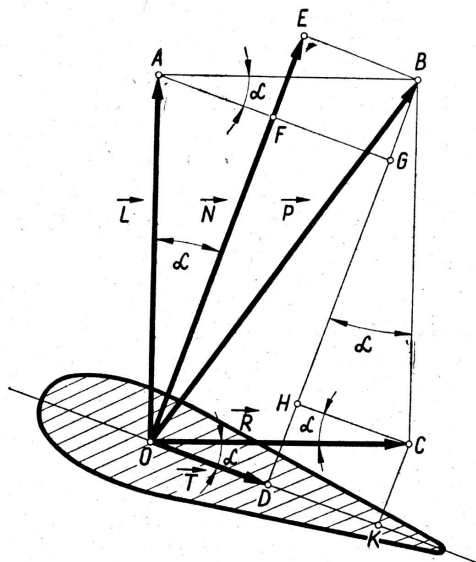
gdzie:

a — odległość punktu przyłożenia siły \vec{P} od krawędzi natarcia;

b — długość płata (rys. 8.6).

Podstawiając do wzoru (8.9) wyrażenie na siłę normalną \vec{N} z wzoru (8.7) i oznaczając

$$C_M = C_N \frac{a}{b} \quad (8.10)$$



Rys. 8.7

otrzymamy współczynnik momentu

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho v^2 S b} \quad (8.11)$$

Pomiędzy wymienionymi współczynnikami istnieją zależności takie same, jak między odpowiadającymi im siłami:

$$C_P = \sqrt{C_L^2 + C_R^2} = \sqrt{C_N^2 + C_T^2} \quad (8.12)$$

oraz

$$C_N = C_L \cos \alpha + C_R \sin \alpha \quad (8.13)$$

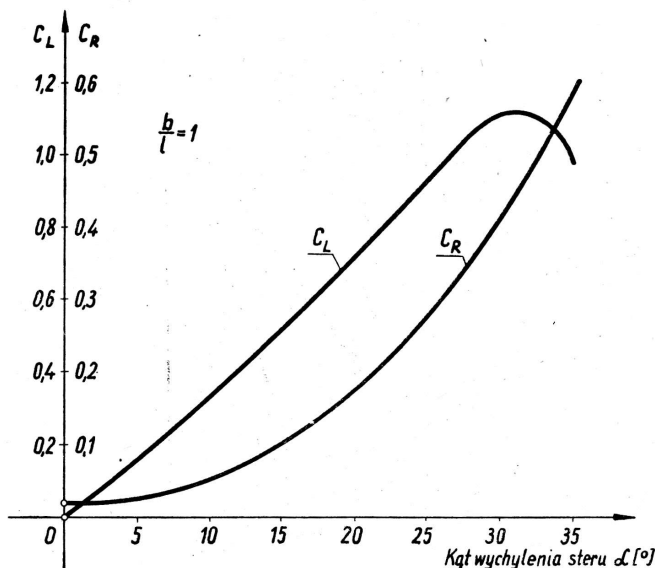
$$C_T = -C_L \sin \alpha + C_R \cos \alpha \quad (8.14)$$

Dla uzyskania więc pełnej charakterystyki płata wystarcza znajomość trzech współczynników; zwykle w tym celu podawane są współczynniki: C_L , C_R i C_M .

Wielkości współczynników zależą od profilu płata, rozpiętości płata i kąta natarcia.

W wypadku steru opływowego, wykonanego w kształcie płata, obowiązywać będą wszystkie podane uprzednio rozważania, pojęcia i wzory. Kąt wychylenia steru będzie równoznaczny z kątem natarcia płata, zaś powierzchnia steru — z powierzchnią płata. Wypadkową siłę hydrodynamiczną \vec{P} nazywać będziemy *siłą naporu* na ster i oznaczać literami \vec{P}_s ; siła nośna \vec{L} zwana jest czasem wyporem dynamicznym steru.

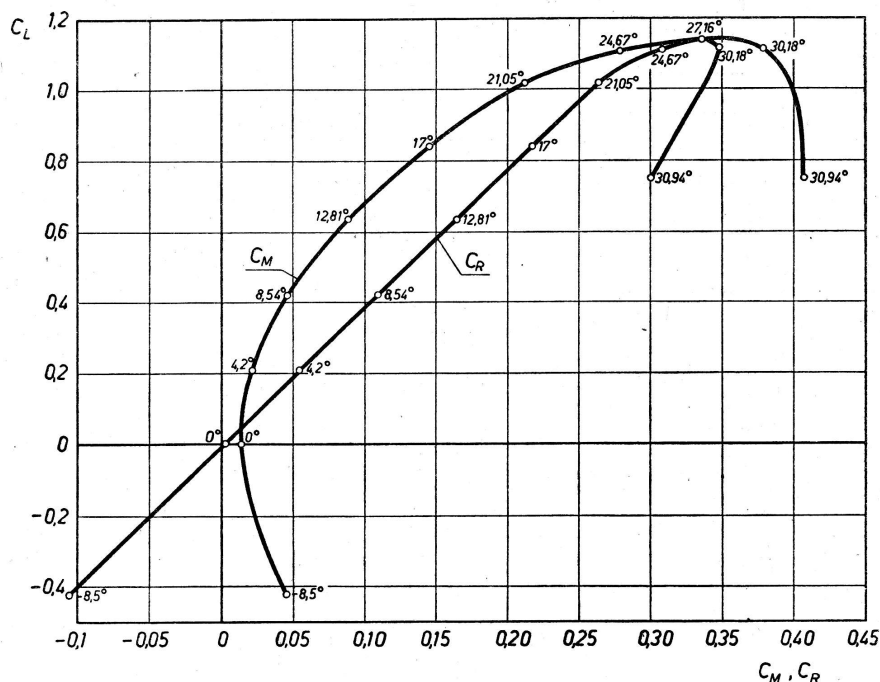
W wypadku steru opływowego dążymy zawsze do uzyskania możliwie największej siły nośnej \vec{L} przy najmniejszym oporze \vec{R} ; wielkość siły nośnej decyduje



Rys. 8.8

bowiem o zwrotności okrętu, zaś opór steru zwiększa opór okrętu. Wskaźnikami obu tych sił będą współczynniki C_L i C_R , które, jak już wzmiankowaliśmy, zależą od profilu i wysokości steru oraz od kąta wychylenia steru. Dla danego profilu steru o ustalonej wysokości współczynniki te zmieniają się więc z kątem wychylenia steru. Typowy przebieg zmian współczynników C_L i C_R dla pewnego profilu sterowego o stosunku $b/l = 1$ pokazany jest na rysunku 8.8.

Inny sposób przedstawienia charakterystyk profilu pokazany jest na rysunku 8.9; na rysunku tym naniesiono współczynniki C_R i C_M w funkcji współczynnika C_L ,

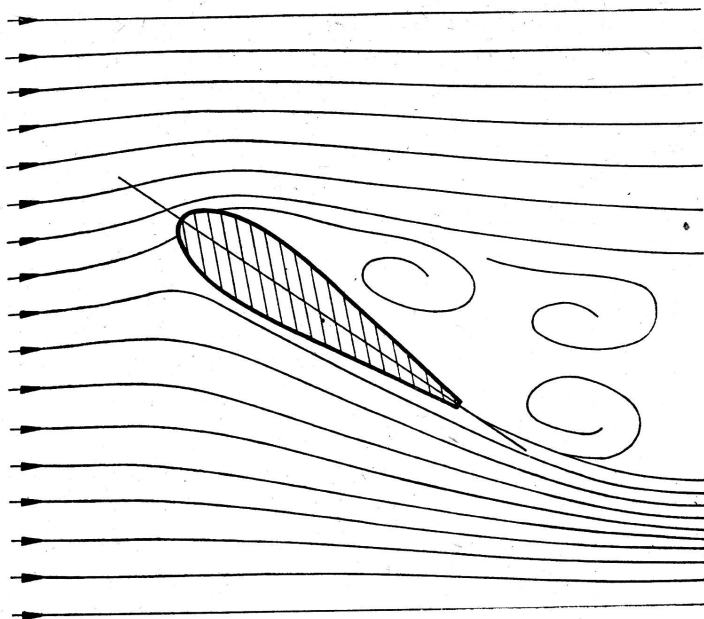


Rys. 8.9

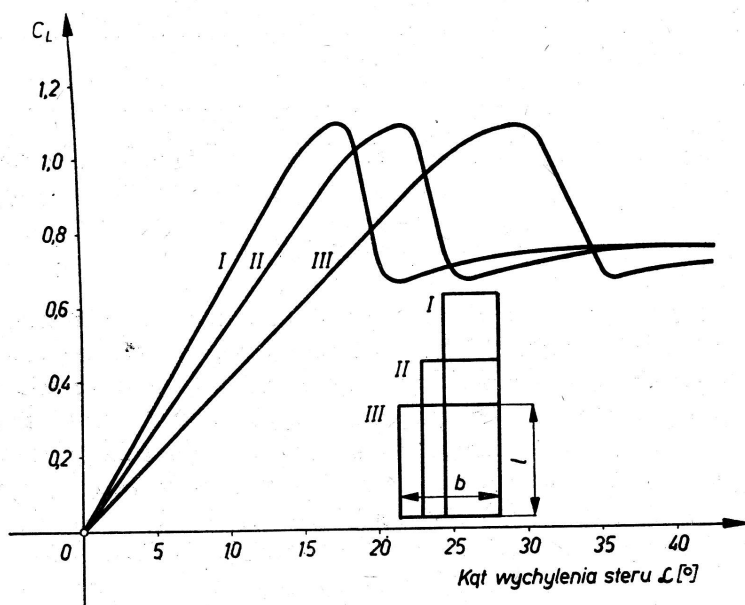
przy czym kąty wychylenia steru, odpowiadające naniesionym wartościom zaznaczone są wprost na krzywych. Wykres taki nosi nazwę wykresu biegunowego.

Ze wzrostem kąta wychylenia steru współczynnik C_R stale wzrasta, wzrasta więc także opór okrętu, natomiast współczynnik C_L (a wraz z nim i siła nośna) początkowo wzrasta, osiąga maksimum i następnie maleje. Taki przebieg zmienności współczynnika C_L spowodowany jest zaburzeniami opływu, występującymi po przekroczeniu pewnego kąta natarcia (wychylenia steru), a polegającymi na odrywaniu się strug wody od profilu i powstawaniu wirów (rys. 8.10).

Współczynniki C_L , C_R i C_M jako wielkości bezwymiarowe pozwalają na obliczenie odpowiednich sił i momentu dla dowolnej prędkości wody i wielkości steru, pod warunkiem jedynie zachowania podobieństwa kształtu płata i stosunku b/l .



Rys. 8.10



Rys. 8.11

Właściwość ta ułatwia projektowanie steru, umożliwia bowiem korzystanie ze współczynników określonych doświadczalnie dla szeregu profilów typowych.

W wypadku gdy stosunek b_2/l_2 dla steru projektowanego różni się od stosunku b_1/l_1 , dla którego sporządzono współczynniki, możemy otrzymać współczynniki obowiązujące dla steru projektowanego z następujących wzorów:

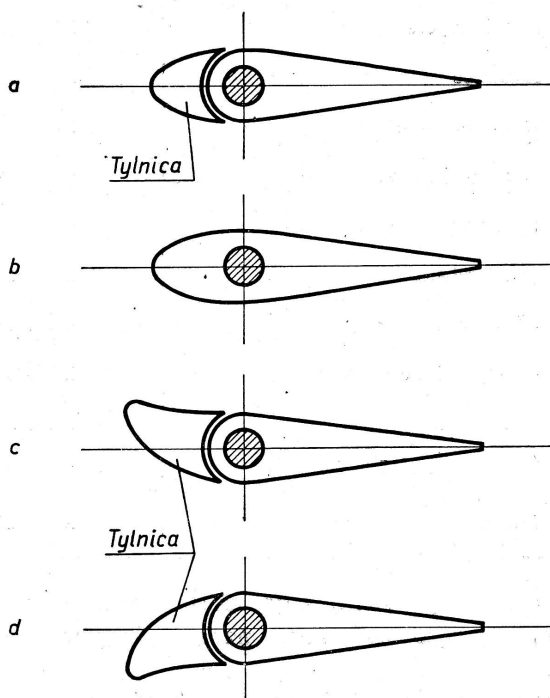
$$C_{R_2} = C_{R_1} + \frac{C_L^2}{\pi} \left(\frac{b_2}{l_2} - \frac{b_1}{l_1} \right) \quad (8.15)$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + 57,3 \frac{C_L}{\pi} \left(\frac{b_2}{l_2} - \frac{b_1}{l_1} \right) \quad (8.16)$$

$$C_{L_2} = C_{L_1} = C_L \quad (8.17)$$

$$C_{M_2} = C_{M_1} = C_M \quad (8.18)$$

Zmiana współczynnika C_R i kąta wychylenia steru α , odpowiadającego skorygowanym współczynnikom, spowodowana jest zmianą wielkości oporu indukowanego i wielkości prędkości indukowanej przy zmianie wysokości steru — a więc zmianie rozpiętości płata. Doświadczenia przeprowadzane ze sterami o różnym stosunku b/l potwierdziły przewidywania teorii: przy danym kącie wychylenia steru ze wzrostem wysokości l i zmniejszeniem się długości steru b wzrasta współczynnik C_L , a więc i siła nośna \bar{L} przy niezmienionej powierzchni steru (rys. 8.11).



Rys. 8.12

8.2.2. Dobór wielkości steru

Dążenie do uzyskania możliwie największej siły nośnej steru przy jak najmniejszym jego oporze doprowadziło do całkowitego niemal wyparcia stosowanych uprzednio sterów płaskich. Stosowane obecnie stery mają kształty symetrycznych płatów, przy czym w wypadku gdy ster umieszczony jest za tylnicą sterową również i ta ostatnia musi mieć kształty opływowe. Charakterystyczne przekroje sterów różnych typów podane są na rysunku 8.12: *a* — ster Oertza z opływową tylnicą sterową, *b* — ster Simplex — częściowo zrównoważony, *c* — *d*, ster Contra-Star

Tablica 8.1

Współczynniki powierzchni sterów

Lp.	Typ okrętu	$\frac{S}{LT} 100\%$
1	Statki pasażerskie jednośrubowe	1,4 ÷ 1,7
2	Statki pasażerskie dwuśrubowe	1,4 ÷ 2,1
3	Statki towarowe jednośrubowe	1,6 ÷ 2,2
4	Zbiornikowce	1,3 ÷ 1,9
5	Statki przybrzeżne	2,3 ÷ 3,3
6	Żaglowce	2,0 ÷ 3,0
7	Holowniki morskie	3,0 ÷ 6,0
8	Holowniki rzeczne	6,5 ÷ 13,0
9	Rzeczne statki pasażerskie	4,0 ÷ 8,0
10	Statki rybackie	2,5 ÷ 5,5
11	Motorówki	4,0 ÷ 6,0
12	Okręty liniowe	2,5 ÷ 3,0
13	Krążowniki	2,3 ÷ 2,7
14	Niszczyciele	2,5 ÷ 4,0
15	Minowce	2,5 ÷ 3,3

(przekrój górnej i dolnej części steru), z tylnicą sterową ukształtowaną opływowo, niesymetrycznie, dla lepszego skierowania na ster strug wody spływających ze śruby.

Powierzchnię steru dla danego okrętu określamy w zależności od jego wielkości, prędkości i żądanej średnicy cyrkulacji (podrozdz. 8.3.1). Powierzchnia ta

musi być tym większa, im mniejsza jest prędkość okrętu, lub im mniejsza jest wymagana średnica cyrkulacji. Normalnie powierzchnię steru S określa się w procentach pola powierzchni, utworzonej z długości okrętu L i jego zanurzenia T (tabl. 8.1).

Siła nośna steru przy danym kącie jego wychylenia jest tym większa, im większy jest stosunek wysokości steru l do jego długości b (rys. 8.11). Z tego też powodu stosujemy stery możliwie wysokie i krótkie. Ze wzrostem kąta wychylenia steru siła nośna rośnie, uzyskując maksimum przy około $30 \div 35^\circ$ w zależności od profilu steru; przy kątach większych siła nośna zaczyna maleć, zmniejsza się bowiem współczynnik C_L (rys. 8.8 i 8.9). Z tego też powodu kąt 35° przyjmowany jest przeważnie jako kąt maksymalnego wychylenia steru na burcie. Średnica cyrkulacji przy zwrocie (podrozdz. 8.3) zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do siły nośnej.

Moc maszyn sterowych dobieramy zwykle w taki sposób, by w ciągu 15 sekund można było uzyskać maksymalne wychylenie steru na burcie, lub w ciągu 30 sekund przrzuć ster z burty na burcie w czasie ruchu z pełną prędkością.

Dla ustalenia mocy maszyny sterowej musimy znać wielkość momentu, niezbędnego do obracania steru. Moment ten obliczamy względem osi trzona sterowego; wielkość jego zależeć będzie od położenia osi steru w stosunku do położenia punktu przyłożenia siły naporu na ster i może być wyznaczona z wzoru

$$M_s = M - Ne \quad (8.19)$$

gdzie:

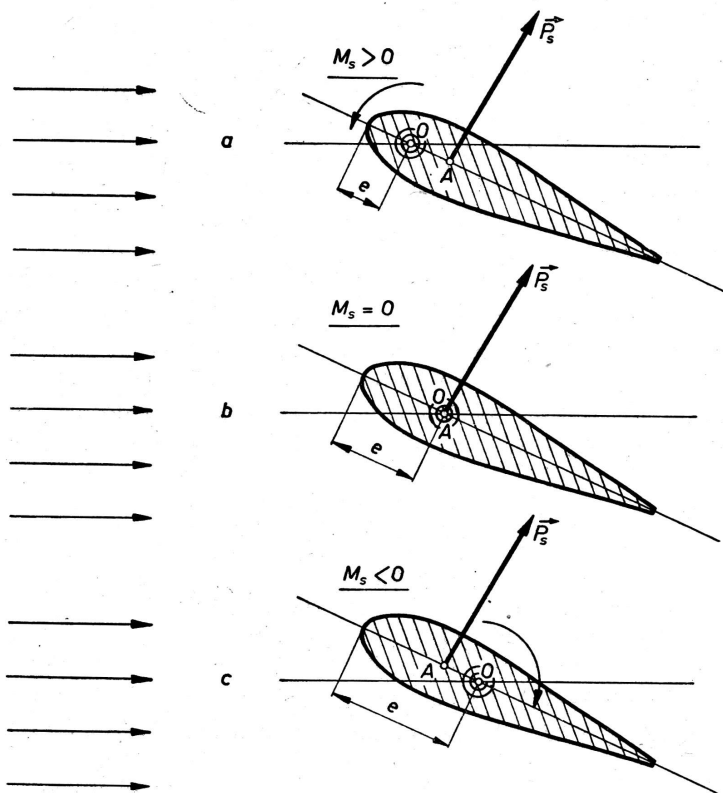
- M_s — moment na trzonie sterowym [kGm];
- M — moment płata steru względem krawędzi natarcia [kGm];
- N — siła normalna na sterze [kG];
- e — odległość osi obrotu steru od krawędzi natarcia [m].

Dla zmniejszenia wielkości momentu na trzonie sterowym należy dobrać odpowiednio odległość e . W zależności od umieszczenia osi steru (rys. 8.13) dzielimy stery na:

- 1) niezrównoważone lub częściowo zrównoważone (rys. 8.13a), gdy oś steru 0 znajduje się pomiędzy krawędzią natarcia a punktem przyłożenia siły naporu na ster A ;
- 2) zrównoważone (rys. 8.13b), gdy punkt przyłożenia siły naporu A leży w osi obrotu steru 0; moment Ne równy jest w tym wypadku momentowi płata \bar{M} , a więc $\bar{M}_s = 0$;
- 3) przerównoważone (rys. 8.13c), gdy punkt przyłożenia siły naporu A leży pomiędzy osią obrotu steru 0, a krawędzią natarcia; moment $\bar{N}e$ będzie wówczas większy od momentu płata \bar{M} , wobec czego moment na trzonie będzie ujemny $\bar{M}_s < 0$. Ster ma wówczas tendencję do samoczynnego wychylania się i musi być przytrzymywany w położeniu środkowym przez przyłożenie momentu przeciwnego.

Stery okrętowe wykonywane są przeważnie jako częściowo zrównoważone lub zrównoważone, stery przerównoważone stosowane są rzadziej. Należy jednak pod-

kreślić, iż punkt przyłożenia siły naporu nie jest stały, lecz zmienia swe położenie przesuwając się ku krawędzi spływu przy większych kątach wychylenia steru. Z tego też powodu moment sterowy steru przerównoważonego, początkowo ujemny, uzyskuje wartości dodatnie począwszy od pewnego kąta wychylenia steru. Odległość e osi steru od krawędzi natarcia nie przekracza zwykle 25—30% długości steru b .



Rys. 8.13

Obliczenie steru przebiega w sposób następujący:

- 1) wielkość steru dobieramy w zależności od wielkości okrętu, posługując się współczynnikami podanymi w tablicy 8.1;
- 2) wymiary główne steru dobieramy w zależności od warunków lokalnych; stery wysokie i krótkie dają większe siły nośne przy tych samych kątach wychylenia steru;
- 3) obieramy profil steru, posługując się tablicami profili typowych (np. profile Göttingen lub NACA)²;

² Patrz *Poradnik okrętowca*. Praca zbiorowa, t. II: *Teoria okrętu*, Wydawnictwo Morskie Gdynia 1960, s. 830.

- 4) dla dobranego profilu odczytujemy z tablic wartości współczynników C_L , C_R i C_M dla kolejnych kątów wychylenia steru;
- 5) w wypadku gdy stosunek b/l steru projektowanego odbiega od stosunku, dla którego podano wartości współczynników, przeliczamy wartości C_R i α według wzorów (8.15) i (8.16), dla poszczególnych kątów wychylenia steru;
- 6) obliczamy napór na ster posługując się wzorem (8.4)

$$P_s = \frac{1}{2} C_P \rho v^2 S$$

gdzie:

$$C_P = \sqrt{C_L^2 + C_R^2}$$

obliczenie to wykonujemy dla kątów od $\alpha = 0$ do kąta, przy którym C_L uzyskuje wartość maksymalną;

- 7) obliczamy moment steru względem krawędzi natarcia według wzoru (8.11)

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho v^2 S b$$

- 8) obliczamy moment względem osi obrotu steru według wzoru (8.19)

$$M_s^1 = M - N e$$

gdzie siłę normalną N znajdziemy z wzoru (8.7)

$$N = \frac{1}{2} C_N \rho v^2 S$$

zaś współczynnik C_N z wzoru (8.13)

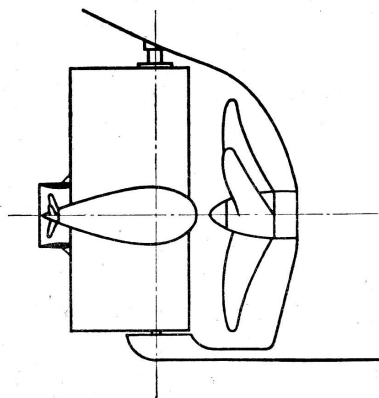
$$C_N = C_L \cos \alpha + C_R \sin \alpha$$

Obliczając moment \bar{M}_s dla różnych wartości e , obieranych w granicach $(0,25 \div 0,30) l$ wyznaczamy miejsce położenia osi steru w zależności od tego, czy chcemy uzyskać najmniejszy moment steru, czy też najmniejszą pracę przelożenia steru z burty na burtę. W tym ostatnim wypadku wykreślamy krzywe momentów \bar{M}_s w funkcji kąta wychylenia steru dla kolejnych wartości e i planimetrujemy pola powierzchni ograniczone krzywymi, osią odciętych i rzędną, dla której C_L uzyskiwało wartość maksymalną (początek odrywania się strugi od profilu). Położenie osi ustalamy w takiej odległości od krawędzi natarcia, dla której pole splanimetrowane będzie miało najmniejszą wielkość.

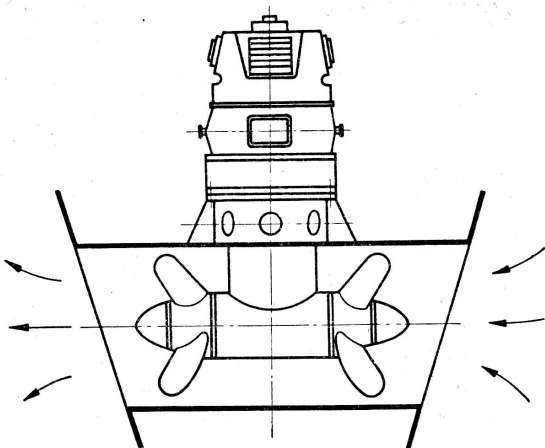
8.2.3. Specjalne rodzaje sterów

Dla zwiększenia zdolności manewrowych okrętów stosuje się niekiedy specjalne rodzaje sterów, z których najbardziej znane są: stery aktywne, stery strumieniowe i dysze obrotowe.

Ster aktywny polega na zastosowaniu dodatkowej śruby, napędzanej silnikiem elektrycznym, umieszczonym w gruszkowatym zgrubieniu steru w przedłużeniu osi głównej śruby napędowej (rys. 8.14). Śruba steru aktywnego, umieszczona w krótkiej dyszy, posiada średnicę $0,2 \div 0,25$ średnicy śruby głównej, a moc jej silnika napędowego wynosi $8 \div 11\%$ mocy silnika głównego, dzięki czemu zapewnia ona okrętowi prędkość $3 \div 4$ węzłów. Napór śruby steru aktywne-

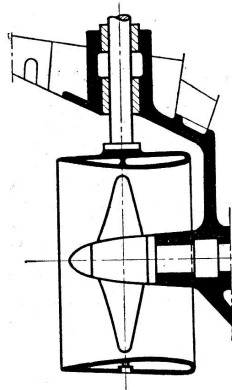


Rys. 8.14



Rys. 8.15

go \vec{T}_{sa} skierowany jest zawsze przy każdym kącie wychylenia steru α w kierunku osi profilu steru, dając dodatkową siłę nośną $T_{sa} \sin \alpha$. Siła ta osiąga swe maksimum przy kącie wychylenia $\alpha = 90^\circ$, stąd też stery aktywne muszą mieć możliwość takiego wychylenia, a maszyna sterowa — możliwość przełożenia steru o 180° w ciągu 30 sekund. Główną zaletą steru aktywnego jest jego efektywność przy małych prędkościach lub jeździe wstecz, gdy efektywność sterów zwykłych jest bardzo mała, a więc na przykład w czasie manewrów w porcie, jazdy we mgle, w wąskich przejściach itp.



Rys. 8.16

Stery strumieniowe wykonywane są również w postaci śruby napędowej, umieszczonej w poprzecznym tunelu w części dziobowej statku i tworzącej aktywny ster dziobowy (rys. 8.15). Efektywność sterów tego rodzaju rośnie ze zmniejszaniem się prędkości okrętu; przy $v = 0$ ster strumieniowy umożliwia obrót okrętu niemal wokół jego osi pionowej. Ster ten działa równie dobrze przy ruchu okrętu naprzód jak i wstecz. Stery strumieniowe instalowane są na okrętach, od których wymagane są wysokie właściwości manewrowe lub na okrętach dużych dla poprawienia właściwości manewrowych przy mniejszych prędkościach.

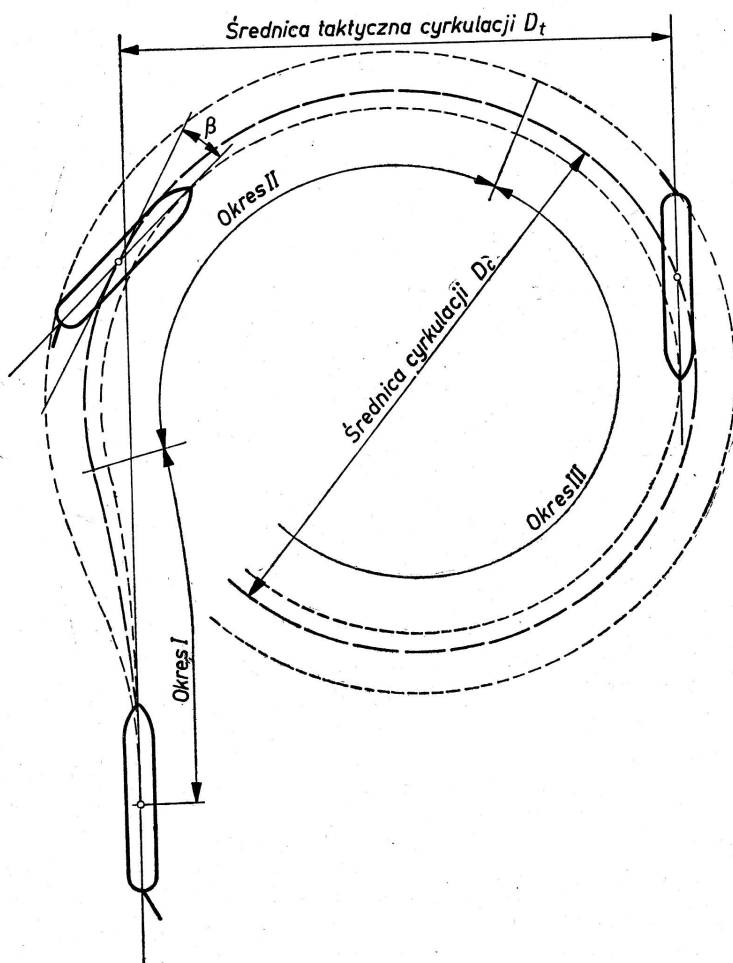
Dysze obrotowe wykorzystywane są jako stery na jednostkach wyposażonych w dysze ze względów napędowych (podrozdz. 9.5), a więc przede wszystkim na holownikach i pchaczach. Dysze stałe poprawiają stateczność kursową, jednakże pogarszają właściwości manewrowe, szczególnie przy jeździe wstecz. Dysza obrotowa (rys. 8.16), przy nieznacznie gorszych właściwościach napędowych, poprawia zarówno stateczność kursową (przy kącie wychylenia $\alpha = 0$), jak i właściwości manewrowe. Tworzy ona bardzo efektywny ster w postaci pierścieniowego płata, którego siła nośna jest w przybliżeniu proporcjonalna do kąta wychylenia

i rośnie ze wzrostem obciążenia śruby. Siła ta zwiększona jest dodatkowo wskutek reakcji zakrzywienia strumienia śrubowego spowodowanego wychyleniem dyszy. Dysza obrotowa zapewnia również zwrotność przy ruchu wstecz.

8.3. ZWROTNOŚĆ OKRĘTU

8.3.1. Cyrkulacja okrętu

Rozpatrzmy zachowanie okrętu idącego określonym kursem, gdy jego ster zostanie wychylony o pewien kąt α i przytrzymany w tym położeniu przez dłuższy okres czasu. Pod wpływem działania sił występujących przy wychylaniu steru okręt wykona zwrot, przy czym środek ciężkości okrętu zakreśli krzywą, zwaną *krzywą cyrkulacji* (rys. 8.17).



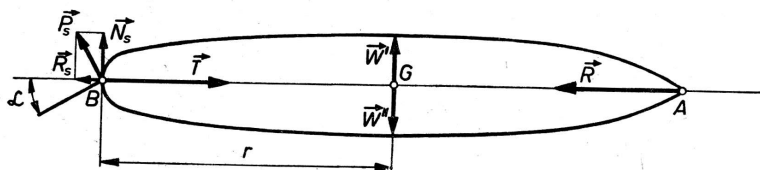
Rys. 8.17

Jak widać z rysunku 8.17, na początku zwrotu okręt spychany jest w bok, w stronę przeciwną od wychylenia steru (okres I). Krzywa cyrkulacji przechodzi następnie w kształt spirali (okres II), by wreszcie przyjąć kształt okręgu (okres III). Średnica okręgu zakreślonego w okresie III nosi nazwę *średnicy cyrkulacji* i oznaczana jest literami D_c . Wielkość średnicy cyrkulacji, wykonanej przy największym wychyleniu steru i przy największej prędkości okrętu jest miernikiem zwrotności okrętu. Drugim takim miernikiem jest odległość pomiędzy pierwotnym kursem okrętu, a położeniem jego środka ciężkości w chwili gdy okręt zmienił kurs o 180° ; odległość tę zwiemy *średnicą taktyczną cyrkulacji* i oznaczamy literami D_t .

W czasie wykonywania zwrotu płaszczyzna symetrii okrętu nie pozostaje styczną do krzywej cyrkulacji, lecz tworzy z nią pewien kąt, zwany *kątem dryfu* β , wynoszący zwykle $5 \div 10^\circ$. Dziób okrętu w czasie zwrotu skierowany jest zawsze do wewnątrz krzywej cyrkulacji, rufa zaś leży na zewnątrz krzywej.

Prędkość okrętu w czasie wykonywania zwrotu zmienia się w zależności od położenia okrętu na krzywej cyrkulacji. Prędkość ta zaczyna maleć natychmiast po odchyleniu się płaszczyzny symetrii okrętu od stycznej do krzywej cyrkulacji. Zmniejszanie się prędkości jest początkowo bardzo znaczne. Od chwili przejścia okrętu w okres II prędkość spada znacznie wolniej. Ustalenie się prędkości następuje dopiero po wejściu zwrotu w okres III; okręt porusza się wówczas po okręgu z pewną prędkością stałą. Ogólnie biorąc zmniejszenie prędkości zależne jest od stosunku średnicy cyrkulacji do długości okrętu; im stosunek ten jest mniejszy, tym spadek prędkości — większy.

Podzielenie krzywej cyrkulacji na trzy okresy posiada swe uzasadnienie nie tylko w kształcie krzywej, lecz także w odmiennym rozkładzie i odmiennej również



Rys. 8.18

liczbie sił, działających na okręt w każdym z poszczególnych okresów. Rozpatrzmy bliżej działania sił występujących w poszczególnych okresach ruchu.

O k r e s I. W pierwszej chwili po wychyleniu steru z pozycji środkowej o pewien kąt α działać będą na okręt następujące siły (rys. 8.18): napór śruby \vec{T} , opór okrętu \vec{R} oraz napór na ster \vec{P}_s . Załóżmy dla uproszczenia rozważań, iż punkt przyłożenia naporu na ster \vec{P}_s pokrywa się z osią steru w punkcie B, oraz że kierunek siły \vec{P}_s jest normalny do płaszczyzny steru (można to uczynić z uwagi na małą wartość siły stycznej — patrz podrozdz. 8.2.1).

Rozłóżmy siłę naporu na ster \vec{P}_s na dwie siły składowe: siłę nośną \vec{N}_s , działającą w kierunku prostym do płaszczyzny symetrii okrętu i siłę oporu \vec{R}_s , działającą w płaszczyźnie symetrii. Opór steru \vec{R}_s zsumuje się z oporem okrętu \vec{R} ,

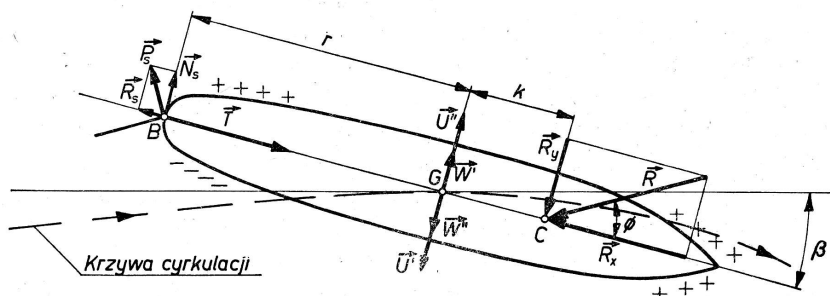
co pociągnie za sobą zmniejszenie prędkości okrętu. Siła nośna \vec{N}_s będzie powodować odchylenie się płaszczyzny symetrii okrętu od pierwotnego kierunku ruchu.

Przyłożmy w środku ciężkości okrętu G dwie siły \vec{W}' i \vec{W}'' o przeciwnych zwrotach, o wielkości równej wielkości siły nośnej steru \vec{N}_s i o kierunku prostym do płaszczyzny symetrii. Wobec wzajemnego znoszenia się sił \vec{W}' i \vec{W}'' rozkład sił działających na okręt nie ulegnie wówczas zmianie.

Zachowanie się okrętu pod wpływem działania siły nośnej steru \vec{N}_s będzie takie same, jak gdyby działały nań równocześnie siła \vec{W}' i para sił: \vec{N}_s i \vec{W}'' . Oznaczmy literą r odległość środka ciężkości okrętu G od kierunku działania siły \vec{N}_s . Para sił \vec{N}_s i \vec{W}'' tworzy moment $\vec{N}_s r$, obracający okręt dookoła osi pionowej, przechodzącej w przybliżeniu przez środek ciężkości G . Siła \vec{W}' stara się przesunąć okręt w kierunku przeciwnym do kierunku wychylenia steru, czemu przeciwdziałać będą siły bocznego oporu wody.

Działania sił \vec{R}_s i \vec{W}' oraz momentu $\vec{N}_s r$ powoduje obserwowane w okresie I zmniejszenie prędkości, odchylenie krzywej cyrkulacji na zewnątrz i obrót okrętu.

O k r e s II. Obrót okrętu dookoła osi pionowej, przechodzącej przez środek ciężkości okrętu G , wywołany działaniem momentu $\vec{N}_s r$, pociąga za sobą zmianę rozkładu ciśnień wody na kadłub. Wskutek obrotu napór wody na wewnętrzną stronę dziobu wzrasta, zaś napór na wewnętrzną stronę rufy maleje (za stronę



Rys. 8.19

wewnętrzną uważamy burtę okrętu, zwróconą do środka krzywizny krzywej cyrkulacji). W tym samym czasie wskutek równoczesnego ruchu okrętu w przód i w bok, wywołanego siłami \vec{T} i \vec{W}' , wzrasta napór wody na zewnętrzną stronę kadłuba od dziobu aż do rufy (rys. 8.19). Obszar wzrostu ciśnienia zaznaczono na rysunku 8.19 znakami $+$, obszar spadku ciśnienia znakami $-$. Wypadkowa siła naporu wody na kadłub, oznaczona literą \vec{R} , nachylona będzie do płaszczyzny symetrii okrętu pod pewnym kątem Φ ; jej punkt przyłożenia oznaczmy literą C .

Rozłożmy siłę \vec{R} na dwie składowe: siłę \vec{R}_x , działającą w płaszczyźnie symetrii okrętu i siłę \vec{R}_y , prostą do płaszczyzny symetrii. Siła \vec{R}_x przedstawiać będzie opór czołowy okrętu, siła \vec{R}_y — jego opór boczny.

Siła \vec{R}_x będzie większa od siły oporu przed rozpoczęciem zwrotu (oznaczonej literą \vec{R} na rysunku 8.18); siła ta, wraz z siłą oporu steru \vec{R}_s , powoduje dalsze zmniejszanie się prędkości okrętu.

Przyłożmy w środku ciężkości okrętu G dwie siły: \vec{U}' i \vec{U}'' o przeciwnych zwrotach, o wielkości równej wielkości siły \vec{R}_y , i o kierunku prostopadłym do płaszczyzny symetrii. Działanie siły \vec{R}_y , możemy wówczas zastąpić równoważnym działaniem siły \vec{U}' i pary sił \vec{R}_y i \vec{U}'' , tworzącej moment $\vec{R}_y k$ o ramieniu k .

Siła \vec{U}' przeciwdziałać będzie sile \vec{W}' , starając się przesunąć okręt w bok, do środka krzywizny krzywej cyrkulacji. W miarę wzrostu kąta dryfu β siła \vec{R}_y wzrasta, a zatem wzrasta również równa jej co do wielkości siła \vec{U}' ; siła ta, pokonując działanie siły \vec{W}' sprawia, iż krzywa cyrkulacji przybiera stopniowo kształt spirali.

Działanie pary sił \vec{R}_y i \vec{U}'' , wyrażające się momentem $\vec{R}_y k$, może w zależności od położenia punktu C bądź pomagać, bądź też przeciwdziałać obrotowi okrętu. O ile punkt C przesunięty jest ku dziobowi w stosunku do środka ciężkości okrętu G , wówczas moment $\vec{R}_y k$ współdziała z momentem $\vec{N}_s r$, przyspieszając obrót okrętu dokoła osi pionowej. W tym wypadku okręt „słucha steru dobrze”. Jeśli jednak punkt C leży za środkiem ciężkości ku rufie, wówczas moment $\vec{R}_y k$ przeciwdziała obrotowi, co utrudnia wykonanie zwrotu.

Aczkolwiek przy projektowaniu okrętu nie można przewidzieć dokładnie gdzie w rzeczywistości leżeć będzie punkt C , to jednak praktyka wykazała, iż u większości okrętów punkt ten, w początkowej fazie drugiego okresu zwrotu, znajduje się pomiędzy dziobem a środkiem ciężkości okrętu. W miarę jednak zwiększania się kąta dryfu β w czasie ruchu po spirali punkt C przesuwa się ku rufie poza środek ciężkości, zajmując położenie stałe z chwilą wejścia ruchu okrętu w okres III.

Siły jakie działają na okręt w okresie drugim, a więc: napór na ster \vec{P}_s , opór \vec{R} i napór śruby \vec{T} , muszą w każdym momencie ruchu pozostawać w stanie chwilowej równowagi z siłami bezwładności masy okrętu (reguła d’Alamberta). Owe siły bezwładności możemy przedstawić w postaci trzech sił:

- 1) siły przeciwdziałającej zmniejszeniu się prędkości okrętu, działającej wzdłuż stycznej do krzywej cyrkulacji;
- 2) siły odśrodkowej, przeciwdziałającej przyspieszeniu promieniowemu, działającej wzdłuż normalnej do krzywej cyrkulacji;
- 3) momentu, przeciwdziałającego przyspieszeniu lub opóźnieniu kątowemu obrotu okrętu dokoła osi pionowej, przechodzącej przez jego środek ciężkości G .

Ponieważ przedstawienie graficzne wszystkich bez wyjątku sił działających na okręt daje obraz dość skomplikowany, przeto w naszym ujęciu poprzestaniemy jedynie na powyższym wyszczególnieniu.

O k r e s III. Napór śruby \vec{T} pozostaje praktycznie niezmienny przez cały czas wykonywania zwrotu. Opór \vec{R}_x zaczyna wzrastać już od chwili rozpoczęcia zwrotu, powodując stopniowe zmniejszanie się prędkości okrętu aż do chwili osiągnięcia przez nią takiej wartości, przy której opór łączny $\vec{R}_x + \vec{R}_s$ oraz napór śruby \vec{T} znajdują się znów w równowadze. Jak już powiedzieliśmy, w tym samym czasie punkt przyłożenia C siły \vec{R} przesuwa się ku rufie, wskutek czego moment $\vec{R}_y k$ (rys. 8.19) przeciwstawia się momentowi steru $\vec{N}_s r$. Z chwilą zrównania się wartości obu tych momentów ustaje przesuwanie się ku rufie punktu C , a równocześnie

ustala się kąt dryfu β . Z tą chwilą zarówno siły, jak i momenty działające na okręt znajdują się w równowadze i okręt zacznie poruszać się po okręgu z prędkością stałą.

8.3.2. Czynniki wpływające na zwrotność okrętu

Najważniejszymi czynnikami, wpływającymi na zwrotność okrętu, są:

- czas przełożenia steru na burtę z pozycji środkowej,
- wielkość naporu na ster,
- kształt podwodnej części kadłuba,
- moment bezwładności masy okrętu względem pionowej osi obrotu, przechodzącej przez środek ciężkości okrętu.

Rozważmy kolejno wpływ wymienionych czynników.

Przy obliczeniach mocy maszyn sterowych zakładamy zazwyczaj, że czas przełożenia steru z burty na burtę powinien wynosić 30 sekund. Przełożenie steru na burtę z pozycji środkowej w czasie 15 sekund powoduje niemal natychmiastowe rozpoczęcie zwrotu przez okręt. Powolniejsze wychylenie steru z pozycji środkowej (np. w wypadku przejścia na napęd ręczny) wpływa na zwiększenie średnicy taktycznej cyrkulacji.

Wielkość naporu wody na ster uwarunkowana jest powierzchnią i kształtem steru, kątem odchylenia od położenia zerowego oraz prędkością napływu wody na ster. Zagadnienie to omówiliśmy szerzej w podrozdziałach 8.2.1 i 8.2.2.

Kształt podwodnej części okrętu wpływa na rozkład ciśnień wody na kadłub, a więc i na położenie punktu C (rys. 8.19). Kształt ów ma zatem zasadniczy wpływ na zdolności manewrowe okrętu. Podcięcie rufy i łagodnie zaokrąglony kształt wręgów rufowych przy równoczesnym ostrym ich kształcie w części dziobowej powoduje przesunięcie punktu C ku dziobowi. Tego rodzaju kształty kadłubów posiadają okręty wyróżniające się dobrymi właściwościami manewrowymi.

Jak wiemy z rozdziału poświęconego kołysaniu okrętu wielkość momentu bezwładności masy ciała decyduje o łatwości wprawienia tegoż ciała w ruch obrotowy. Właściwość ta obowiązuje również w wypadku wykonywania zwrotu. Okręt o dużym momencie bezwładności masy względem osi pionowej, przechodzącej przez jego środek ciężkości G , znacznie trudniej jest obrócić dookoła tejże osi, niż okręt którego moment bezwładności jest mały. Z tego też powodu przy projektowaniu okrętu należy unikać zbytniego odsuwania dużych ciężarów od środka ciężkości okrętu ku jego końcom, gdyż powoduje to zawsze zwiększenie czasu upływającego od chwili wychylenia steru do momentu rozpoczęcia zwrotu. Również wyprowadzenie takich okrętów ze zwrotu wymaga użycia dużych sił i trwa długo. Okręty stosunkowo krótkie, posiadające mały moment bezwładności masy, jak na przykład holowniki, są z tej samej przyczyny bardziej zwrotne od okrętów stosunkowo długich.

8.3.3. Obliczanie cyrkulacji okrętu

Obliczanie cyrkulacji okrętu polega na wyznaczeniu wielkości średnicy cyrkulacji. Ze względu na dużą liczbę czynników, wpływających na wielkość średnicy cyrkulacji i nie dających się ująć analitycznie, dokładne obliczenie tej średnicy

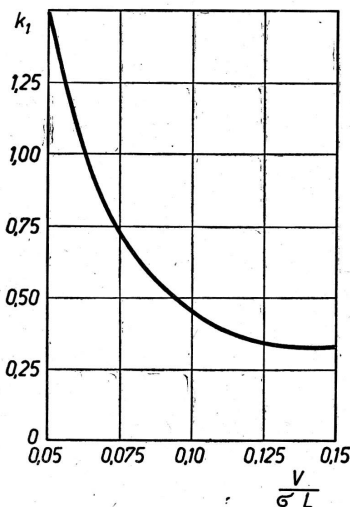
nie jest możliwe. Z tego też powodu określenie średnicy cyrkulacji dokonywane jest zawsze dopiero po zbudowaniu okrętu za pomocą tzw. próby zwrotności, a w wypadkach specjalnie ważnych — przed zbudowaniem okrętu za pomocą badań modelowych zwrotności.

Do przybliżonego wyznaczenia średnicy cyrkulacji D_c [m] normalnego okrętu handlowego możemy wykorzystać wzór

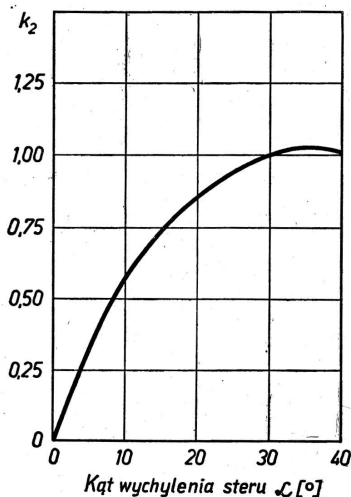
$$D_c = 2 \frac{k_1 V}{k_2 S} \quad (8.20)$$

gdzie:

- V — objętość podwodzia [m^3];
- S — pole powierzchni steru [m^2];
- k_1 — współczynnik przyjmowany z wykresu 8.20;
- k_2 — współczynnik przyjmowany z wykresu 8.21.



Rys. 8.20



Rys. 8.21

Współczynnik k_1 jest funkcją wyrażenia $V/\sigma L$, gdzie σ — pole powierzchni zanurzonej części płaszczyzny symetrii okrętu. Współczynnik k_2 jest funkcją kąta wychylenia steru α . Przebieg zmienności i wartości obydwu współczynników określone zostały na podstawie danych z dużej liczby odbytych prób zwrotności.

Wzór nie uwzględnia wpływu prędkości okrętu na średnicę cyrkulacji. Ponieważ jednak średnica ta nieco wzrasta ze wzrostem prędkości, zatem dla okrętów szybkich wartości średnic otrzymane z wzoru (8.20) będą nieco za małe.

Przybliżoną wartość kąta dryfu β możemy znaleźć, przyjmując iż

$$\frac{D_c}{2} \beta \cong \frac{L}{2}$$

skąd

$$\beta \cong \frac{L}{D_c} \quad (8.21)$$

Średnicę cyrkulacji D_c wyrażamy zazwyczaj jako wielokrotność długości okrętu L . Minimalne średnice cyrkulacji uzyskiwane przez okręty różnych typów, podane są w tablicy 8.2.

Tablica 8.2

Minimalne względne średnice cyrkulacji

Lp.	Typ okrętu	$(D_c/L)_{\min}$
1	Szybkie statki pasażerskie	5,0 ÷ 6,5
2	Statki towarowe	3,5 ÷ 6,0
3	Zbiornikowce	3,5 ÷ 6,0
4	Holowniki	1,5 ÷ 2,4
5	Statki rybackie	2,4 ÷ 4,0
6	Okręty liniowe	3,0 ÷ 4,0
7	Krążowniki	3,0 ÷ 5,0
8	Niszczyciele	6,0 ÷ 7,5

PRZYKŁAD 8.1

Obliczyć średnicę cyrkulacji drobnicowca o następujących danych: objętość podwodzia $V = 15\,500 \text{ m}^3$, długość $L = 142 \text{ m}$; zanurzenie $T = 8,34 \text{ m}$; powierzchnia steru $S = 24,0 \text{ m}^2$; maksymalny kąt wychylenia steru $\alpha = 35^\circ$.

ROZWIĄZANIE

1. Pole powierzchni zanurzonej części płaszczyzny symetrii okrętu

$$\sigma = 0,9LT = 0,9 \cdot 142 \cdot 8,34 = 1067 \text{ m}^2$$

stąd

$$\frac{V}{\sigma L} = \frac{15\,500}{1067 \cdot 142} = 0,109$$

2. Współczynnik k_1 z wykresu 8.20

$$k_1 = 0,44$$

3. Współczynnik k_2 z wykresu 8.21 dla $\alpha = 35^\circ$

$$k_2 = 1,03$$

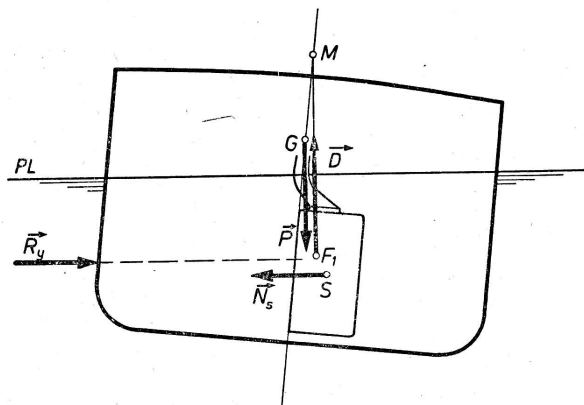
4. Średnica cyrkulacji

$$D_c = 2 \frac{k_1}{k_2} \frac{V}{S} = 2 \cdot \frac{0,44}{1,03} \cdot \frac{15\,500}{24,0} = 553 \text{ m}$$

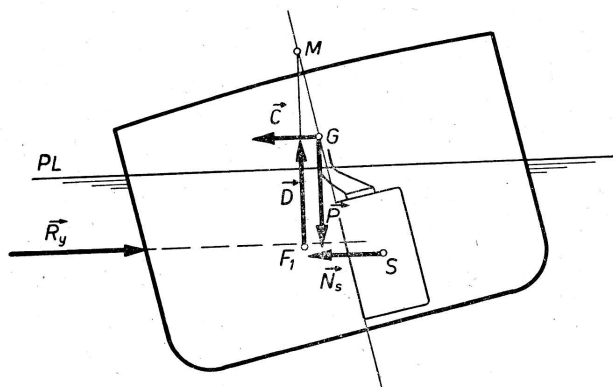
8.3.4. Przechył okrętu w czasie cyrkulacji

Poza wywołaniem zwrotu okrętu wychylenie steru z płaszczyzny symetrii powoduje również powstanie przechyłu i przegłębienia. Zjawiska te powstają z tej przyczyny, iż punkty przyłożenia siły naporu na ster \vec{P}_s oraz siły oporu \vec{R} znajdują się w różnych płaszczyznach poziomych.

Przegłębienie okrętu występujące w czasie wykonywania zwrotu jest przeważnie tak małe, iż, szczególnie dla większych okrętów, nie posiada praktycznego znacze-



Rys. 8.22



Rys. 8.23

nia. Przechył natomiast może osiągnąć wielkość zagrażającą nieraz nawet bezpieczeństwu okrętu; dlatego też zajmujemy się nim nieco bliżej.

Rozłożmy siłę naporu na ster \vec{P}_s na dwie składowe: siłę oporu \vec{R}_s , działającą w płaszczyźnie symetrii okrętu i siłę nośną \vec{N}_s — prostopadłą do tej płaszczyzny. Siła nośna \vec{N}_s stara się przesunąć okręt w bok, czemu przeciwstawia się składowa \vec{R}_y oporu wody (rys. 8.22).

W większości wypadków punkt przyłożenia siły naporu na ster \bar{P}_s leży poniżej punktu przyłożenia wypadkowej oporów wody \bar{R} . Na skutek tego natychmiast po wychyleniu steru powstanie para sił \bar{N}_s i \bar{R} , powodująca przechył okrętu na burtę, na którą wychylono ster (rys. 8.22). Przechył taki z reguły ma miejsce na okrętach szybkich, jak niszczyciele, lekkie krążowniki itp. Kąt tego przechyłu jest na ogół niewielki.

Z chwilą wejścia okrętu w drugi okres zwrotu występuje dodatkowe działanie siły odśrodkowej bezwładności \bar{C} , której punkt przyłożenia można przyjąć w środku ciężkości okrętu G . Pojawienie się siły odśrodkowej spowoduje powstanie momentu przechylającego, zrównoważonego momentem prostującym okrętu. Pod wpływem powstałego momentu okręt przechyli się na zewnątrz krzywej cyrkulacji (rys. 8.23). W miarę zbliżania się kształtu krzywej cyrkulacji do okręgu siła odśrodkowa wzrasta, a wraz z nią wzrasta kąt przechyłu okrętu, osiągając wartość stałą z chwilą wejścia zwrotu w okres trzeci. Wzory umożliwiające obliczenie momentu przechylającego \bar{M}_c oraz kąta przechyłu φ_c w czasie cyrkulacji podaliśmy w podrozdziale 4.14.5 (wzory 4.46, 4.47 i 4.48).

Działanie momentu, wywołanego siłą nośną steru, przeciwdziała przechyłowi okrętu w drugim i trzecim okresie zwrotu. W wypadku szybkiego przełożenia steru na zero moment ten raptownie zanika, co powoduje nagły wzrost przechyłu. Przy dodatkowym uderzeniu fali lub na skutek kołysania okrętu przechył ten może powiększyć się do tego stopnia, iż okręt przewróci się. Niebezpieczeństwo przewrócenia się jest tym większe, im mniejsza jest stateczność okrętu. Aby uniknąć nadmiernego wzrostu przechyłu, szczególnie na okrętach szybkich, wskazane jest powolne wychodzenie ze zwrotu.

8.3.5. Próba zwrotności

W celu zbadania zdolności manewrowych okrętu przeprowadzamy przed odaniem okrętu do eksploatacji próbę zwrotności. Próba ta pozwala wykreślić krzywe cyrkulacji i określić wartości jej średnic. Dla okrętów handlowych przeprowadzamy normalnie próby zwrotności przy kilku prędkościach okrętu i przy maksymalnym kącie wychylenia steru. Próby zwrotności okrętów wojennych wykonujemy przy różnych prędkościach i różnych kątach wychylenia steru.

Pośród wielu istniejących metod przeprowadzania prób zwrotności stosowana jest w Polsce najczęściej metoda polegająca na rzucaniu na wodę z wykonującego próbę okrętu drewnianych krzyżaków w stałych odstępach, równych mniej więcej długości okrętu. Unoszące się na wodzie pływak umożliwiają pomiar średnicy cyrkulacji.

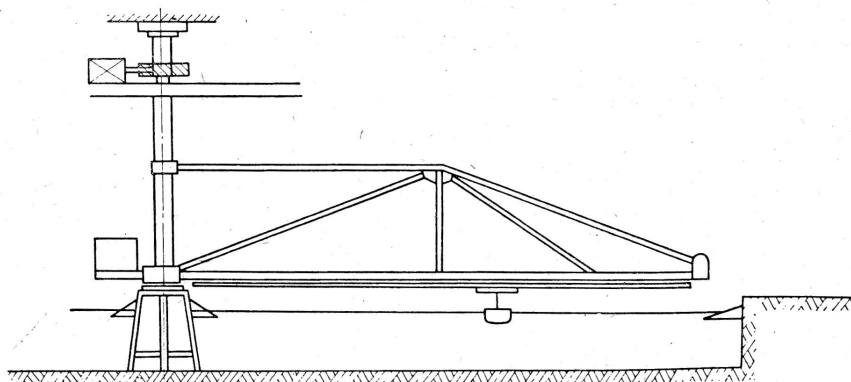
Inną prostą i coraz szerzej stosowaną metodą jest pomiar średnicy cyrkulacji na ekranie radaru, na którym uwidacznia się wyraźnie ślad torowy okrętu w czasie cyrkulacji.

Przy wykonywaniu prób zwrotności należy mieć na uwadze, że krzywe cyrkulacji wykreślane na ich podstawie mogą być zniekształcone przez wpływ wiatru lub prądu, działającego na okręt. By wpływy te możliwie zmniejszyć, należy próby

przeprowadzać w dni bezwietrzne, przy spokojnym stanie morza, w miejscach pozbawionych prądów, na wodzie dostatecznie głębokiej.

8.3.6. Badania modelowe zwrotności

Niedoskonałość metod obliczeniowych charakterystyk manewrowych okrętów powoduje, iż dla nowo projektowanych jednostek o żądanych wysokich właściwościach manewrowych praktycznie jedyną dokładną metodą określania tych charakterystyk są badania modelowe zwrotności. Badania tego rodzaju prowadzone są w specjalnych basenach manewrowych, kwadratowych, prostokątnych lub okrąg-



Rys. 8.24

łych, o stosunkowo dużych rozmiarach (średnice do 80 m, głębokości do 6,5 m). Basen taki wyposażony jest w pomost obrotowy, obracający się z jednostajną prędkością kątową dookoła pionowej osi centralnej i holujący model okrętu (rys. 8.24). Na większych basenach mogą być również prowadzone badania zwrotności modeli z napędem własnym, kierowanych drogą radiową. Badania modelowe umożliwiają pełne określenie charakterystyk manewrowych modelu oraz współpracy steru, śruby i kadłuba. Badania sterów swobodnych, zarówno dla określenia charakterystyk hydrodynamicznych samych profili, jak i sterów profilowych przy zmianach ich parametrów konstrukcyjnych przeprowadzane są przeważnie w tunelach aerodynamicznych.

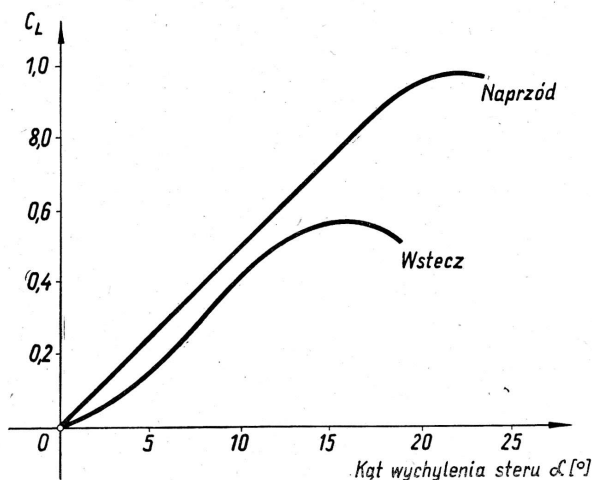
8.3.7. Zwrotność przy ruchu wstecz

Zwrotność okrętu przy ruchu wstecz jest zawsze znacznie gorsza, niż przy ruchu naprzód. Przyczyna tego zjawiska leży w pogorszeniu warunków pracy steru jak i w niekorzystnym wpływie pracy śruby.

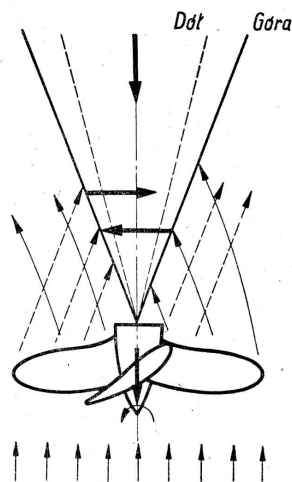
Przy ruchu okrętu wstecz ster znajduje się przed śrubą napędową, co powoduje zmniejszenie prędkości opływu steru w stosunku do ruchu w przód. Również pręd-

kość okrętu przy ruchu wstecz jest znacznie mniejsza, żu przy ruchu w przód. Równocześnie współczynniki siły nośnej przy ruchu wstecz są niższe, a kąt oderwania się opływu od profilu — mniejszy w porównaniu z ruchem w przód, jak to uwidacznia rysunek 8.25, wykonany dla steru zrównoważonego. W efekcie siła nośna powstająca po wychyleniu steru przy ruchu wstecz jest znacznie mniejsza od występującej przy ruchu naprzód, a tym samym działanie steru — znacznie słabsze.

Na okrętach jednośrubowych zwrotność przy ruchu wstecz pogarsza jeszcze bardziej działanie strumienia zaśrubowego na kadłub. Przy śrubie prawoskrętnej³ pracującej wstecz strumień zaśrubowy będzie odrzucany w górnej części kręgu



Rys. 8.25



Rys. 8.26

śruby na prawą burzę, w części dolnej — na burzę lewą (rys. 8.26). Ze względu na większą pełnotliwość wodnic górnej części kadłuba kąty natarcia strumienia będą tu większe i wytworzona siła, skierowana ku lewej burcie większa, niż siła wytworzona w dolnej części kadłuba, kierowana ku burcie prawej. Siła wypadkowa będzie zatem skierowana również ku lewej burcie, powodując przy ruchu wstecz skrećanie okrętu na lewą burzę bez wychylenia steru. Występująca siła wypadkowa może być tak duża, że nie da się zrównoważyć działaniem steru; okręt taki może wykonać cyrkulację wstecz tylko w jedną stronę, jak to się zdarza z okrętami jednośrubowymi.

Jak już wspomniano w podrozdziale 8.2.3, zasadniczą poprawę zwrotności przy ruchu wstecz zapewnia zastosowanie steru aktywnego, dziobowego steru strumieniowego lub dyszy obrotowej.

³ Patrząc od rufy kierunek obrotów śruby przy ruchu naprzód zgodny z ruchem wskazówek zegara.

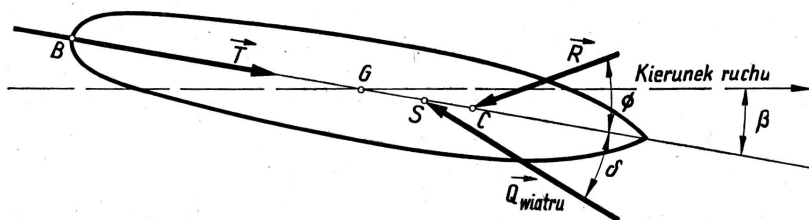
8.4.1. Stateczność kursowa na wodach otwartych

Okręt poruszający się na morzu podlega działaniu sił zewnętrznych wiatru i fali. Siły te, których wielkość wzrasta bardzo poważnie z pogorszeniem się warunków atmosferycznych, powodują między innymi również tzw. „zbijanie” okrętu z obranego kursu. Właściwość okrętu przeciwstawiania się działaniu sił zewnętrznych, dążących do zmiany jego kierunku ruchu i zdolność do utrzymania obranego kursu nazywamy statecznością kursową okrętu.

Głównymi przyczynami powodującymi odchylenie okrętu od kursu w czasie burzliwej pogody są:

- napór wiatru na nadwodną powierzchnię okrętu, a w szczególności na jego nadbudówki;
- boczny okresowy napór wody na kadłub okrętu, wywołany falowaniem morza lub prądami;
- nierównomierny napór śruby w czasie kołysań bocznych i wzdłużnych.

Rozpatrzmy układ sił działających na okręt w czasie ruchu przy wietrze, wiejącym skośnie od dziobu. Okręt porusza się wówczas stale z pewnym odchyleniem



Rys. 8.27

od kursu, wyrażonym kątem dryfu β (rys. 8.27). Przyjmijmy, iż ster znajduje się w położeniu środkowym. Na okręt działają wówczas następujące siły (rys. 8.27):

- 1) wypadkowa siła wiatru \vec{Q}_{wiatru} działająca pod kątem δ do płaszczyzny symetrii okrętu, z punktem przyłożenia w środku naporu wiatru S;
- 2) wypadkowa siła oporu wody \vec{R} , działająca pod kątem Φ do płaszczyzny symetrii okrętu, z punktem przyłożenia w środku bocznego oporu C;
- 3) napór śruby \vec{T} .

Rozkładając działające siły na składowe w płaszczyźnie symetrii okrętu i w płaszczyźnie do niej prostopadłej otrzymamy (rys. 8.28):

- 1) moment dążący do wychylenia okrętu z obranego kursu

$$M = RSC \sin \Phi \quad (8.22)$$

- 2) siłę działającą w kierunku ruchu okrętu, powodującą jego poruszanie się

$$P_x = T - (Q_{\text{wiatru}} \cos \delta - R \cos \Phi) \quad (8.23)$$

3) siłę poprzeczną, powodującą boczny dryf okrętu

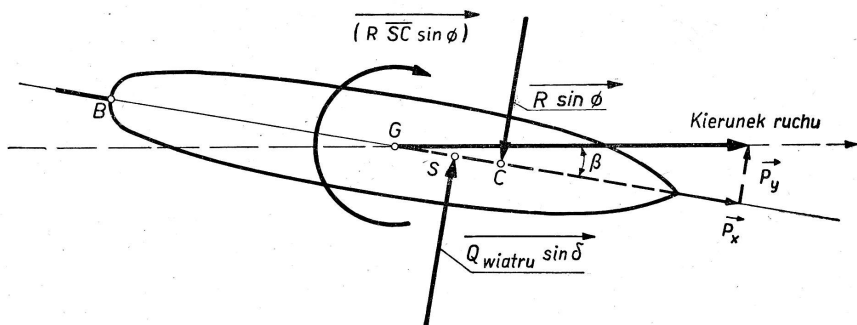
$$P_y = Q_{\text{wiatru}} \sin \delta - R \sin \Phi \quad (8.24)$$

Kąt dryfu okrętu β wyniesie wówczas

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_y}{P_x} = \frac{Q_{\text{wiatru}} \sin \delta - R \sin \Phi}{T - (Q_{\text{wiatru}} \cos \delta - R \cos \Phi)} \quad (8.25)$$

Dla zrównoważenia momentu \vec{M} konieczne jest przeciwdziałanie przez wychylenie steru, powodujące powstanie momentu równego co do wielkości, skierowanego jednak przeciwnie.

O zbijaniu okrętu z kursu decydować będzie wielkość momentu \vec{M} . Gdy środek naporu wiatru S i środek bocznego oporu C będą się pokrywać — moment $\vec{M} = 0$



Rys. 8.28

i okręt nie wypada z kursu. Gdy punkt C znajduje się przed punktem S (w kierunku dziobu), wówczas okręt ma tendencję skręcania pod wiatr i ster musi być wówczas wychylony na podwietrzną stronę. Jeśli punkt C znajduje się poza punktem S (ku rufie) okręt ma dążność do odpadania od wiatru i ster będzie musiał być wychylany na stronę nawietrzną.

Środek naporu wiatru S przesuwają się zwykle ku rufie, gdy kierunek wiatru odchyli się od dziobu okrętu. Zmiany te jednak są niewielkie. Środek bocznego oporu wody C zmienia swe położenie w bardzo dużych granicach w zależności od kąta dryfu (podrozdz. 8.3.1). Stąd też kształt podwodnej części kadłuba będzie miał znacznie większy wpływ na stateczność kursową okrętu, niż rozmieszczenie powierzchni nadwodnych.

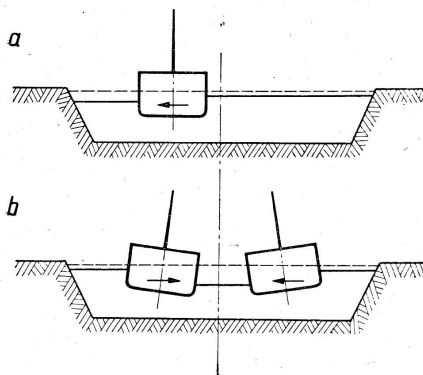
Dla polepszenia stateczności kursowej okrętu należy dążyć do tego, by środek naporu wiatru S i środek bocznego oporu wody C znajdowały się możliwie blisko siebie. Wysokie dziobówki i niskie rufówki powodują, iż punkt S znajduje się blisko dziobu; dla uzyskania dobrej stateczności kursowej należy wówczas unikać przegłębienia na rufie i dużego podcięcia dziobu. Tym też tłumaczyć należy trudność utrzymania na kursie w czasie złej pogody zbiornikowców idących bez ładunku lub trawlerów udających się na łowiska; w tym ostatnim wypadku postawienie

żagla na rufie może poprawić skutecznie sterowność, przesuwając ku rufie środek naporu wiatru.

Dobłą stateczność kursową wykazują okręty długie i smukłe. W wypadku złej stateczności kursowej zwiększenie powierzchni steru przeważnie nie daje pożądanego rezultatu; poprawę sytuacji może dać dopiero odpowiednie przesunięcie środka naporu wiatru S przez powiększenie powierzchni bocznej nadbudówek rufowych.

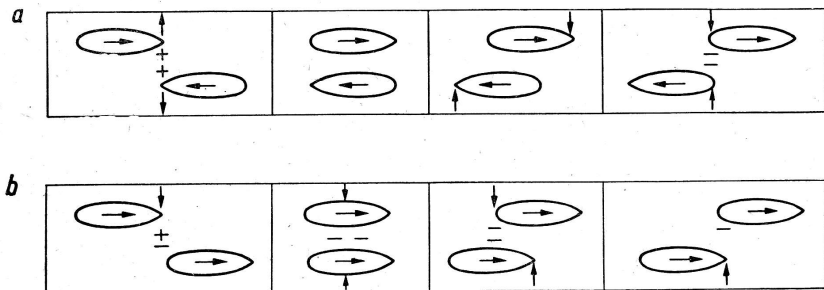
8.4.2. Stateczność kursowa w rzekach i kanałach

Trudności utrzymania okrętu na kursie występują specjalnie ostro przy ruchu na kanałach lub pogłębionych torach wodnych. Przyczyną ich jest omówione w podrozdziale 7.6.2 zjawisko znacznie silniejszego przepływu wstecznego pomiędzy okrętem a brzegiem bliższym jego burty, niż po stronie przeciwnej. Spowodowane tym obniżenie poziomu wody i wytworzony obszar podciśnienia wywołuje przyciąganie okrętu do brzegu (rys. 8.29), przy czym rufa przyciągana jest silniej niż dziób ze względu na pogłębiającą podciśnienie pracę śruby. Szczególnie niebezpieczny jest manewr szybkiego odejścia od brzegu; zwiększone przyciąganie rufy do brzegu może spowodować zaczepienie o brzeg lub ustawienie się okrętu w poprzek kanału. Podobne zjawiska występują w pogłębionym torze wodnym, gdzie pomimo oddalenia od brzegu wystąpi przyciąganie okrętu przez wznoszące się dno toru bliższe burty.



Rys. 8.29

Poważne trudności w utrzymaniu kursu występują także przy wyprzedzaniu lub mijaniu się okrętów w wąskim kanale. W czasie wyprzedzania przy małej odległości pomiędzy okrętami prędkości przepływu wstecznego będą się sumować. Wskutek tego obniżenie poziomu wody pomiędzy okrętami będzie dość znaczne



Rys. 8.30

i okręty będą spychane ku sobie (rys. 8.29). Największe niebezpieczeństwo kolizji występuje, gdy dziób okrętu wyprzedzającego minie dziób okrętu wyprzedzanego, gdyż wówczas rufa pierwszego okrętu spychana jest silnie ku okrętowi wyprzedzanemu (rys. 8.30b).

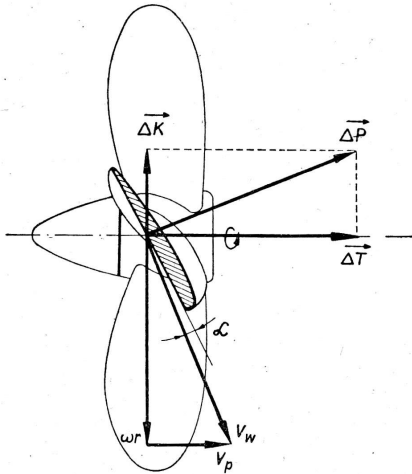
W czasie mijania się okrętów przepływy wsteczne znoszą się i okręty nie są spychane z kursu do momentu póki dzioby ich nie miną ruf okrętów idących kontrkursem. Wskutek obniżenia poziomu wody przy rufach dzioby okrętów mijających spychane są ku rufom naprzeciw idących (rys. 8.30a). W chwili mijania się ruf okrętów występujące przy nich obszary podciśnienia spowodują silne obniżenie poziomu wody. Ruffy obu okrętów będą wówczas spychane ku sobie, co grozić może kolizją.

Jedyne skuteczne przeciwdziałanie grożącym niebezpieczeństwom przy ruchu na kanale stanowi poważne zmniejszenie prędkości okrętu.

ŚRUBY OKRĘTOWE

9.1. WIADOMOŚCI OGÓLNE

Dla nadania okrętowi określonej prędkości konieczne jest przyłożenie doń siły, równoważącej opory okrętu, a na jednostkach holujących — również napięcie liny holowniczej, zwanej *uciągciem*. Do wytwarzania tej siły konieczne jest posiadanie urządzenia zwanego *pędnikiem*, wykorzystującego do tego celu moc silnika napędowego. Jako pędniki używane są śruby napędowe, koła łopatkowe, pędniki o osi pionowej i pędniki odrzutowe, a na jednostkach bez napędu mechanicznego — wiosła lub żagle.



Rys. 9.1

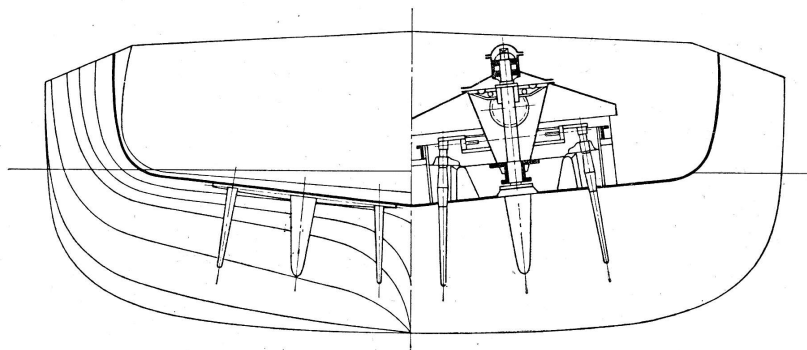
Najbardziej rozpowszechnionym rodzajem pędnika jest *śruba napędowa*, składająca się z kilku (najczęściej 3 lub 4) skrzydeł, zamocowanych promieniowo w piaście, osadzonej na poziomym wale śrubowym (rys. 9.1). Śruby umieszczone są z reguły na rufie okrętu i wykonywane jako śruby pchające.

Zasadę działania śruby napędowej wyjaśnia rysunek 9.1, na którym pokazano skrzydło śruby, prostopadłe do powierzchni rysunku, przecięte powierzchnią cylindryczną o promieniu r i o osi pokrywającej się z osią śruby. Ruch zakreślonego elementu skrzydła na promieniu r będzie składał się z ruchu obrotowego do-

koła osi śruby z prędkością kątową ω oraz z ruchu postępowego wzdłuż osi śruby z prędkością postępową v_p . Względem otaczającej wody dany element skrzydła będzie się zatem poruszał z prędkością wypadkową v_w z prędkości obwodowej ωr i prędkości postępowej v_p .

Rozpatrywany element skrzydła można uważać za element płata nośnego (podrozdz. 8.2.1) ustawionego pod kątem α do kierunku napływu wody, zgodnego z kierunkiem lecz przeciwnie skierowanego do prędkości wypadkowej v_w . Na elemencie płata powstanie elementarna siła hydrodynamiczna $\overline{\Delta P}$, którą można rozłożyć na składową ośiową $\overline{\Delta T}$, skierowaną w kierunku ruchu okrętu i składową obwodową $\overline{\Delta K}$, skierowaną przeciwnie do kierunku obrotu śruby. Suma składowych sił osiowych na wszystkich skrzydłach śruby tworzy *napór* śruby \overline{T} , pokonujący opór okrętu. Suma iloczynów składowych sił obwodowych na wszystkich skrzydłach śruby przez odpowiadające im odległości od osi śruby tworzy moment obrotowy \overline{Q} , który musi być pokonany przez silnik napędowy.

Koła łopatkowe stosowane są obecnie bardzo rzadko, wyłącznie na statkach śródlądowych przeznaczonych na płytkie wody. Elementy robocze tego pędnika



Rys. 9.2

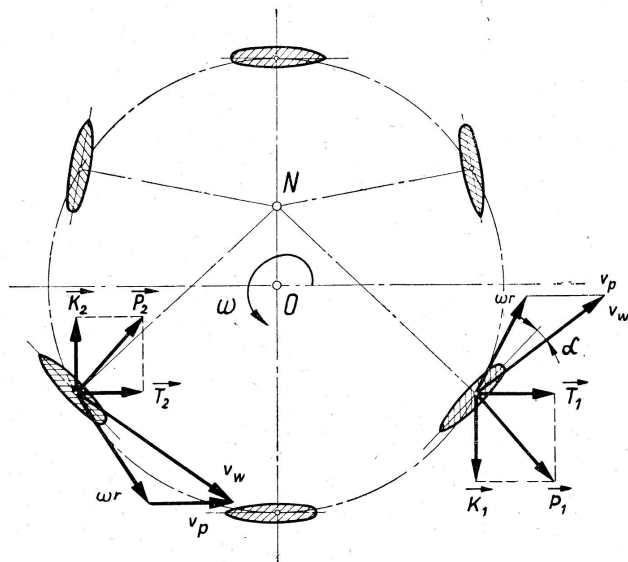
stanowią łopatki stałe lub nastawne, umieszczone na obwodzie koła o poziomej osi obrotu, prostopadłej do płaszczyzny symetrii statku. Pomimo stosunkowo wysokiej sprawności koła łopatkowe wychodzą z użycia ze względu na ciężką i skomplikowaną konstrukcję, wrażliwość na zmiany zanurzenia, przechyły i falowanie wody, oraz trudności przeniesienia napędu i umieszczenia kół na okręcie.

Z pędników o osi pionowej najbardziej rozpowszechniony jest *pędnik Voitha-Schneidera* (rys. 9.2). Pędnik ten składa się z kilku (3 do 8) pionowych skrzydeł, umocowanych obrotowo w poziomej tarczy, wirującej wokół pionowej osi. Obracające się wraz z tarczą skrzydła wykonują równocześnie ruchy wahadłowe wokół własnych osi, wywoływane odrębnym mechanizmem w taki sposób, że proste prostopadłe do cięciw skrzydeł przecinają się zawsze w jednym punkcie N , zwanym *biegunem* (rys. 9.3).

Zasadę działania pędnika wyjaśnia rysunek 9.3. Każde ze skrzydeł możemy uważać za płat nośny o zmieniającym się kącie natarcia α , poruszający się względem wody z prędkością wypadkową v_w , wynikającą z prędkości obwodowej ωr i prędkości postępowej v_p . Powstająca na płacie wypadkową siłę hydrodynamiczną \vec{P}_1 możemy rozłożyć na dwie składowe: siłę \vec{T}_1 skierowaną w kierunku ruchu okrętu i siłę \vec{K}_1 , skierowaną przeciwnie do kierunku obrotu pędnika. Suma sił \vec{T}_1

wszystkich skrzydeł tworzy napór pędnika, zaś suma iloczynów sił \vec{K}_1 przez ich odległości od osi obrotu pędnika daje moment obrotowy, który musi być pokonany przez silnik napędowy.

Zmiana położenia bieguna N względem osi obrotu O powoduje zmianę ustawienia skrzydeł, a tym samym zmianę wielkości i kierunku działania naporu pędnika; ustawienie bieguna w osi obrotu O powoduje bieg luzem przy naporze $\vec{T} = 0$.



Rys. 9.3

Możliwość dowolnej regulacji wielkości i kierunku działania naporu bez zmiany liczby i kierunku obrotów silnika napędowego stanowi zasadniczą zaletę pędników Voitha-Schneidera, nadając wyposażonym w nie jednostkom wyjątkowe właściwości manewrowe i to bez stosowania na nich sterów. Pomimo tej zalety i wysokiej sprawności, nie ustępującej sprawności śrub, skomplikowana konstrukcja i wysoki koszt powoduje, iż pędniki tego typu stosowane są dość rzadko i tylko na niektórych typach jednostek (holowniki, dźwigi pływające itp.).

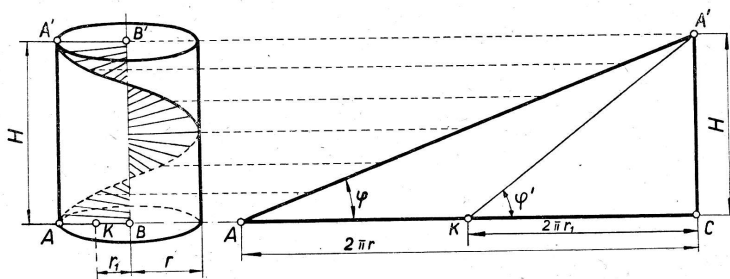
Pędniki odrzutowe wykorzystują do wytwarzania naporu reakcję masy wody, odrzucanej ku rufie za pomocą pompy, umieszczonej wewnątrz kadłuba. Ze względu na niską sprawność pędniki tego typu stosowane są tylko w wyjątkowych wypadkach.

9.2. GEOMETRIA, KONSTRUKCJA I TECHNOLOGIA WYKONANIA ŚRUB

9.2.1. Geometria śruby

Każdy punkt na skrzydle śruby wykonuje ruch złożony z ruchu obrotowego względem osi śruby ze stałą prędkością kątową i ruchu postępowego wzdłuż osi śruby i równoległe do niej. Poruszający się w taki sposób punkt A (rys. 9.4) za-

kreśla *linię śrubową*. Drogę przebytą przez punkt w czasie jednego pełnego obrotu nazywamy *skokiem linii śrubowej* i oznaczamy literą H . Jeśli prędkość postępowa punktu A będzie stała, wówczas opisze on linię śrubową o *skoku stałym*. Rozwinięcie takiej linii śrubowej na płaszczyźnie daje linię prostą AA' (rys. 9.4), nachy-



Rys. 9.4

oną do podstawy pod kątem φ , zwanym *kątem skoku* i określanym równaniem

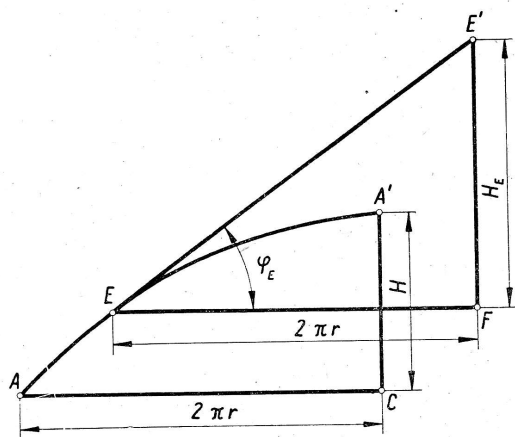
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{H}{2\pi r}$$

Trójkąt $AA'C$ nazywamy *trójkątem skoku*. Punkt K leżący bliżej osi niż punkt A i poruszający się z taką samą prędkością kątową i postępową zakreśli linię śrubową KA' o tym samym skoku H , większym jednak kącie skoku (rys. 9.4).

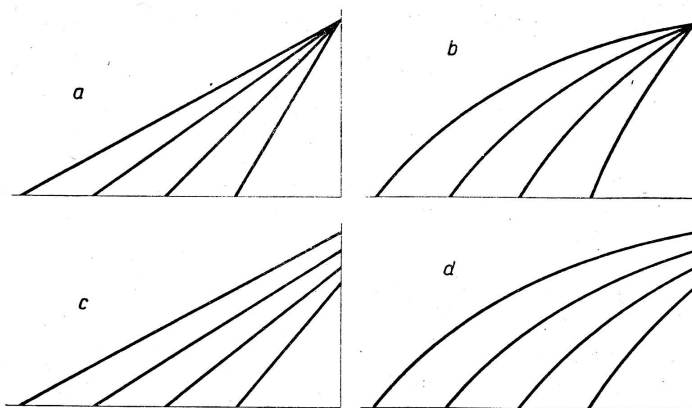
Jeśli prędkość postępowa punktu A będzie zmienna, wówczas opisze on linię śrubową o *skoku zmiennym*, której rozwinięciem będzie krzywa AA' (rys. 9.5); kąt skoku w każdym jej punkcie będzie inny i równy kątowi nachylenia stycznej do krzywej.

Jeśli punkt A połączymy odcinkiem linii prostej z punktem B , poruszającym się po osi z prędkością postępową punktu A , wówczas odcinek AB opisze powierzchnię, zwaną *powierzchnią śrubową*. Odcinek AB nazywamy *tworzącą powierzchni śrubowej*; tworząca może być odcinkiem linii prostej prostopadłej do osi lub nachylonej do niej pod pewnym kątem względnie odcinkiem linii krzywej.

Skokiem powierzchni śrubowej nazywamy skok linii śrubowej zakreślonej przez dowolny punkt, leżący na tworzącej. Powierzchnia śrubowa może mieć *skok stały*, jeśli skok wszystkich linii śrubowych na niej leżących jest stały i jednakowy (rys. 9.6a), *skok promieniowo zmienny*, jeśli skok wszystkich jej linii śrubowych jest stały, lecz różny dla



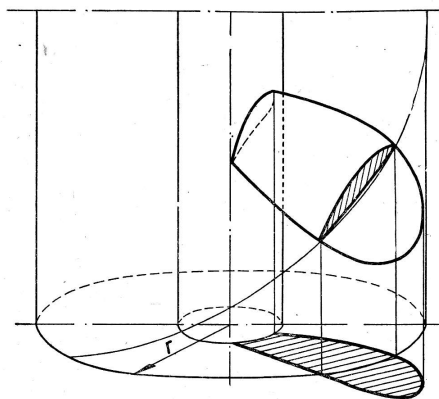
Rys. 9.5



Rys. 9.6

różnych linii (rys. 9.6c), *skok osiowo zmienny*, jeśli skok wszystkich linii śrubowych jest zmienny, lecz taki sam dla wszystkich linii (rys. 9.6b) lub też *skok osiowo i promieniowo zmienny*, jeśli skok wszystkich linii śrubowych jest zmienny i różny dla różnych linii (rys. 9.6d).

Skrzydło śruby jest bryłą, utworzoną przez przenikanie się dwóch powierzchni śrubowych, których linie przenikania się wyznaczają obrys skrzydła (rys. 9.7).



Rys. 9.7

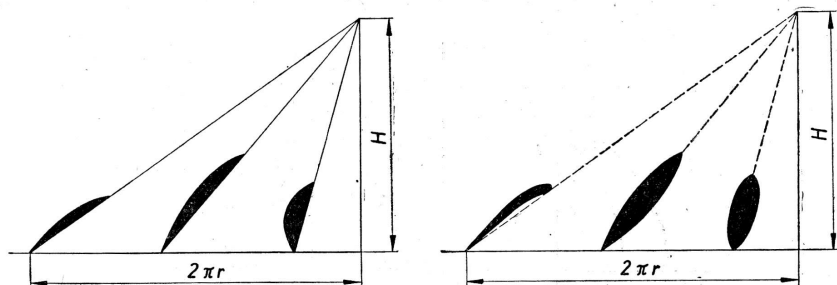
Stronę skrzydła zwróconą w kierunku ruchu okrętu nazywamy *stroną ssącą*, stronę przeciwną — *stroną cisnącą*. Ciśnąca strona skrzydła jest zwykle częścią powierzchni śrubowej o stałym skoku i o tworzącej z odcinka linii prostej, jak to pokazano na rysunku 9.7. Na rysunku tym uwidocznił się także profil skrzydła na promieniu r , otrzymany przez przekrój skrzydła śruby powierzchnią cylindryczną, współosiową ze śrubą. Profil skrzydła może się zmieniać wzdłuż promienia, co pokazano na trójkątach skoku dwóch śrub na rysunku 9.8. Krawędź skrzydła zwróconą w kierunku obrotu śruby

zwiemy *krawędzią natarcia*, krawędź przeciwną — *krawędzią splywu*. Punkt obrysu najbardziej oddalony od osi zwiemy *wierzchołkiem skrzydła*. *Skokiem śruby H* nazywamy skok powierzchni śrubowej strony cisnącej; przy powierzchni o skoku zmiennym skokiem śruby nazywamy średni skok tej powierzchni. Skok śruby podajemy zwykle za pomocą bezwymiarowego współczynnika H/D , gdzie D oznacza średnicę śruby.

Pole powierzchni śrubowej ograniczone obrysem skrzydła nazywamy *po-*

wierzchni skrzydła; sumę pól powierzchni wszystkich skrzydeł oznaczamy literami S_0 .

Rzutuując obrys skrzydła na płaszczyznę prostopadłą do osi obrotu śruby otrzymamy obrys normalnego rzutu skrzydła (rys. 9.7); ograniczone tym obrysem pole



Rys. 9.8

powierzchni nazywamy *polem powierzchni rzutowanej*. Sumę pól powierzchni rzutowanych wszystkich skrzydeł oznaczamy literami S_p .

Zarówno pole powierzchni skrzydła, jak i pole powierzchni rzutowanej określamy zwykle przez podanie bezwymiarowych współczynników S_0/S i S_p/S , gdzie S oznacza pole kręgu śruby.

Śruby okrętowe mogą być prawo- lub lewoskrętne. Jeśli tworząca powierzchni śrubowej przy obrocie zgodnie z ruchem wskazówek zegara oddala się od obserwatora patrzącego wzdłuż osi, wówczas śrubę nazywamy prawoskrętną, jeśli zbliża się — lewoskrętną.

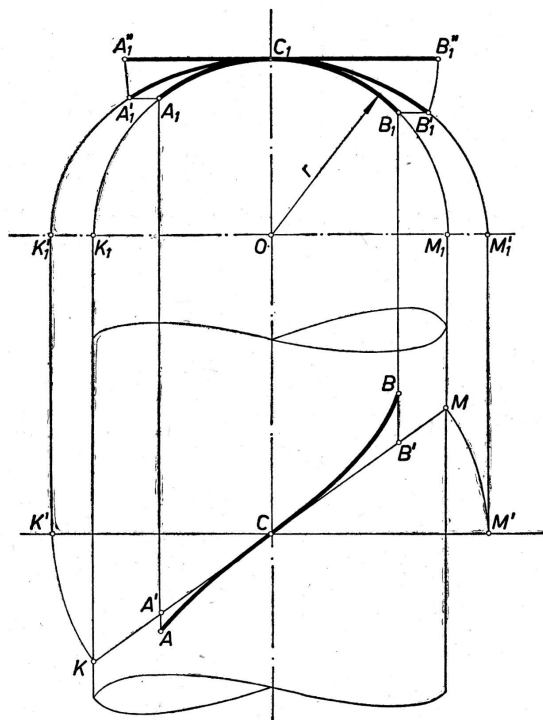
9.2.2. Wykreślanie śruby

Powierzchni śrubowej, jako powierzchni o podwójnej krzywiznie nie możemy przedstawić dokładnie na płaszczyźnie w postaci rozwiniętej. Dokonujemy tego zwykle w sposób przybliżony za pomocą tzw. rozwinięcia eliptycznego, którego zasadę wyjaśnia rysunek 9.9. Na rysunku tym przedstawiono w dwóch rzutach odcinek linii śrubowej (ACB i $A_1C_1B_1$), otrzymamy przez przecięcie powierzchni śrubowej w obrębie skrzydła przez powierzchnię cylindryczną o promieniu r .

Poprowadźmy w punkcie C płaszczyznę styczną do linii śrubowej. Przecięcie tej płaszczyzny z powierzchnią cylindryczną da elipsę, której śladem na rzucie bocznym będzie odcinek linii prostej KCM . Wykonajmy kład otrzymanej elipsy na płaszczyznę prostopadłą do osi cylindra tnącego. Śladem kładu elipsy będzie odcinek prostej $K'C'M'$. W drugim rzucie otrzymamy wówczas rzeczywisty kształt elipsy $K_1C_1M_1'$; łuk tej elipsy $A_1C_1B_1'$, stanowiącej rozwinięcie łuku elipsy $A'CB'$, będzie w przybliżeniu przedstawiać rozwinięcie odcinka linii śrubowej ACB . Łącząc końce rozwiniętych w taki sposób odcinków linii śrubowych skrzydła śruby dla różnych promieni r , otrzymamy obrys rozwiniętej powierzchni skrzydła. Ogra-

niczane tym obrysem pole powierzchni nazywamy *polem rozwiniętej powierzchni skrzydła*.

Odkładając długość łuku $A_1' C_1 B_1'$ na prostej stycznej w punkcie C_1 otrzymamy odcinek $A_1'' C_1 B_1''$ o długości wyprostowanego odcinka linii śrubowej. Łącząc końce otrzymanych w taki sposób odcinków dla różnych promieni r otrzymamy obrys wyprostowanej powierzchni skrzydła. Pole powierzchni ograniczane tym obrysem

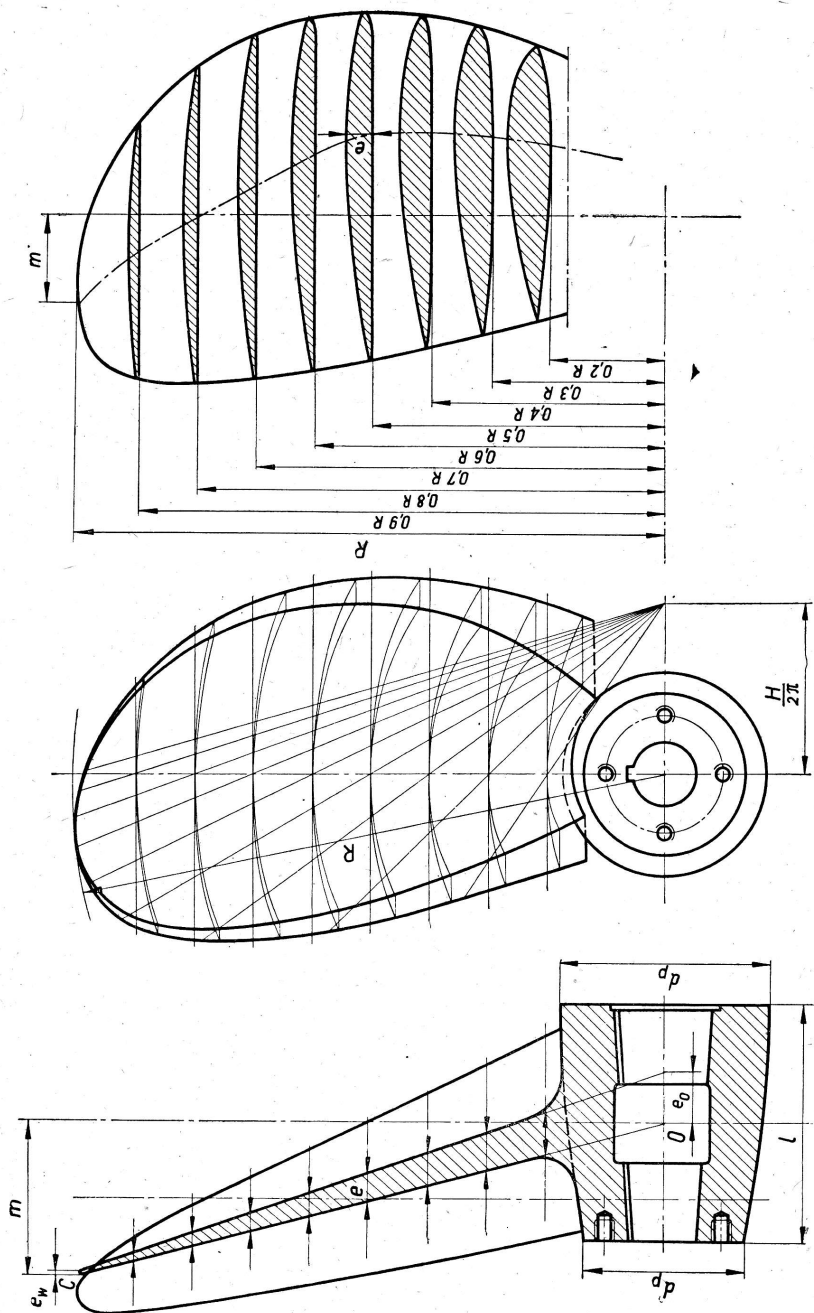


Rys. 9.9

nazywamy *polem wyprostowanej powierzchni skrzydła*. Pole to, różniące się tylko nieznacznie od pola rozwiniętej powierzchni skrzydła, równe jest określonemu uprzednio polu powierzchni skrzydła.

Śrubę przedstawiamy zwykle na rysunku w dwóch rzutach: w rzucie normalnym i w rzucie bocznym, przy czym wykreślamy zawsze jedno tylko jej skrzydło (rys. 9.10).

Na rzucie normalnym kreślimy obrys normalnego rzutu skrzydła i obrys rozwiniętej powierzchni skrzydła. Na rzucie tym, lub też na osobnym rzucie, wykreślamy również obrys wyprostowanej powierzchni skrzydła i odpowiednio zwymiarowane wyprostowane profile skrzydła na różnych promieniach. Zaznaczamy także krzywą największych grubości profili skrzydła i wymiarujemy jej odgięcie m' na wierzchołku skrzydła.



Rys. 9.10

Na rzucie bocznym, poza obrysem rzutu skrzydła, wykreślamy tzw. wzdlużny przekrój skrzydła; jest to przekrój umowny, otrzymany przez odłożenie od osi skrzydła OC największych grubości profili skrzydła na danych promieniach. Na rzucie tym wymiarujemy piastę, największe grubości skrzydła e na kolejnych promieniach, grubość skrzydła przy wierzchołku e_w , pozorną grubość skrzydła w osi śruby e_o oraz odchylenie skrzydła przy wierzchołku m .

W opisie rysunku podajemy średnicę śruby D , skok śruby H , liczbę skrzydeł z , współczynniki H/D , S_o/S , d_p/D , e_o/D , materiał śruby, kierunek jej obrotów i ciężar.

9.2.3. Konstrukcja śrub

Śruby okrętowe wykonywane są przeważnie w postaci jednolitego odlewu. Średnice największych śrub sięgają do 10 m. Śruby o małych średnicach bywają czasami spawane; zespawane z blach skrzydła śruby, zaopatrzone w odpowiednie usztywnienia, przyspawane są następnie do osobno wykonanej piasty. Na łodolamaczach stosowane bywają śruby o skrzydłach odedjmowanych, zamocowywanych w piastie za pomocą wkrętów.

Konstrukcja piasty śruby pokazana jest na rysunku 9.10. Średnica piasty wynosi przeważnie od 2,2 do 2,7 średnicy końcówki wału śrubowego, długość piasty — nie mniej niż 1,5 średnicy wału. Stożkowe wytoczenie piasty dopasowane jest do stożka wału śrubowego i przeważnie zaopatrzone w rowek dla wpustu.

Bardziej skomplikowaną konstrukcję mają tzw. *śruby nastawne*, których skok można zmieniać w czasie ruchu okrętu. Śruby te omówimy nieco szerzej w podrozdziale 9.7.3.

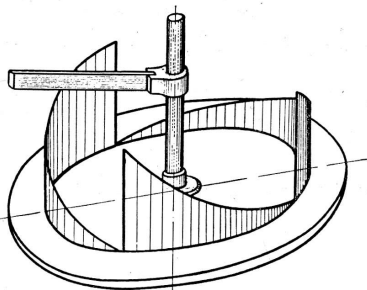
9.2.4. Technologia wykonania śrub

Śruby okrętowe wykonywane są z żeliwa, staliwa lub mosiądzu. Śruby żeliwne stosowane są na statkach śródlądowych i małych okrętach morskich; są one tanie, mają jednak małą wytrzymałość i małą odporność na korozję. Śruby staliwne wykazują większą wytrzymałość, ulegają jednak również szybkiej korozji. Stosowane niekiedy śruby ze stali nierdzewnej odznaczają się dużą odpornością na korozję i wysoką wytrzymałością, są jednak bardzo kosztowne. Do wyrobu śrub dla okrętów morskich stosowane są najczęściej specjalne rodzaje mosiądzu (mosiądzu manganowego), łatwe do odlewania i obróbki, o wysokiej wytrzymałości i dużej odporności na korozję.

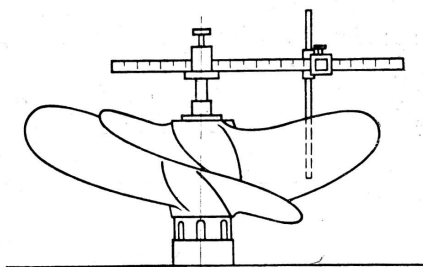
Śruby małe odlewa się w formach, do których stosuje się modele drewniane lub metalowe. Formowanie śrub o średnicach większych odbywa się za pomocą szablonów. Na płycie formierskiej ustawiamy promieniowo wygięte trójkąty formierskie w liczbie odpowiadającej liczbie skrzydeł śruby (rys. 9.11). Obracający się na osi szablon o kształcie tworzącej skrzydła, opierający się równocześnie na trójkątach formierskich, pozwala na zaformowanie powierzchni śrubowych, na których leżą skrzydła. Po przesuszeniu dolnej części formy umieszczamy w niej model piasty i za pomocą odpowiednio wygiętych i rozmieszczonych szablonów profilo-

wych modelujemy skrzydła przez wypełnienie masą formierską przestrzeni między szablonami. Górną część formy wykonuje się z tyłu części, ile skrzydeł ma śruba. Po przesuszeniu formy i wyjęciu z niej modelu piasty i skrzydeł jest ona gotowa do wykonania odlewu.

Odlew śruby po wyjęciu z formy zostaje oczyszczony, a piasta roztoczona i obrobiona od stron czołowych. Następnie roztrasowuje się skrzydła i obrabia ręcznie ich powierzchnie, zbierając nadmiar materiału za pomocą przecinaków pneuma-



Rys. 9.11



Rys. 9.12

tycznych i wygładzając szlifierkami. Ze względu na dużą pracochłonność obróbki ręcznej stosowane bywają do tego celu także specjalne frezarki-kopiarki, obrabiające mechanicznie powierzchnie skrzydeł według modelu śruby.

Obrobione śruby poddane zostają wyważeniu statycznemu, a przy większej liczbie obrotów także dynamicznemu. Celem wyważenia statycznego jest doprowadzenie do stanu, w którym środek ciężkości śruby leży dokładnie na osi, co uzyskuje się przez dodatkowe zdejmowanie materiału w odpowiednich miejscach. Kontrolę wyważenia dokonujemy przez umieszczenie śruby, nasadzonej na cienki wał, na poziomych podporach. Śruba wyważona statycznie nie będzie się sama obracać w żadnym z położań.

Po wyważeniu śruby sprawdzamy zgodność wymiarów rzeczywistych z zaprojektowanymi przez dokonanie obmiaru śruby za pomocą przyrządu, pokazanego na rysunku 9.12. Przyrząd ten wyposażony jest w ramię z podziałką kątową, zamocowane obrotowo w osi śruby, oraz w przesuwający się na tym ramieniu czujnik z podziałką, mogący również przesuwać się w górę i w dół. Przyrząd umożliwia także pomiar skoku śruby na danym promieniu z wzoru

$$H = \frac{360}{\varphi} h$$

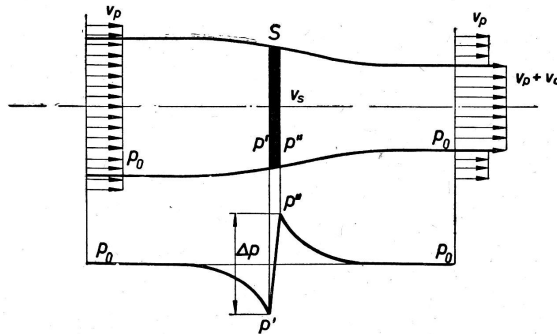
gdzie:

- h — różnica wzniesień krawędzi natarcia i spływu na danym promieniu r ;
- φ — kąt obrotu ramienia poziomego między krawędziami natarcia i spływu.

9.3.1. Teoria pędnika idealnego

Wszystkie pędniki okrętowe są pędnikami reakcyjnymi, gdyż działanie ich polega na wykorzystaniu do napędu okrętu reakcji mas wody (względnie powietrza) odrzucanych przez pędnik w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu okrętu.

Rozpatrzmy uproszczony model pędnika reakcyjnego, zwany *pędnikiem idealnym*. W pędniku tym pewnemu przekrojoowi strumienia cieczy S przypisujemy właściwość udzielania przepływającej przez niego cieczy nagłego przyrostu ciśnienia Δp ; ciecz przepływająca mimo tego przekroju takiego przyrostu ciśnienia nie



Rys. 9.13

doznaje (rys. 9.13). Ponieważ ciśnienia daleko przed i daleko za przekrojem S muszą być wyrównane i równe ciśnieniu przepływu niezakłóconego p_0 , zatem spadek ciśnienia przepływu za pędnikiem musi spowodować wzrost prędkości przepływu. Oznaczmy prędkość cieczy daleko przed pędnikiem literami v_p , daleko za pędnikiem literami $v_p + v_a$, zaś w płaszczyźnie pędnika literami v_s . Prędkość v_a nazywamy *prędkością indukowaną*. Ciśnienie bezpośrednio przed pędnikiem oznaczmy symbolem p' , bezpośrednio za pędnikiem — p'' . Stosując równanie Bernoulliego dla przekrojów przed i za przekrojem S otrzymamy:

$$p_0 + \frac{\rho v_p^2}{2} = p' + \frac{\rho v_s^2}{2}$$

$$p'' + \frac{\rho v_s^2}{2} = p_0 + \frac{\rho (v_p + v_a)^2}{2}$$

Stąd

$$\Delta p = p'' - p' = \frac{\rho (v_p + v_a)^2}{2} - \frac{\rho v_p^2}{2} = \rho v_a \left(v_p + \frac{v_a}{2} \right) \quad (9.1)$$

gdzie

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ — gęstość cieczy [kg s}^2\text{/m}^4\text{]}$$

Zgodnie z zasadą pędu napór pędnika będzie:

$$T = mv_a = \varrho S v_s v_a \quad (9.2)$$

gdzie m — masa cieczy przepływająca w ciągu 1s przez przekrój S [$\text{kg s}^2/\text{m s}$].
Równocześnie

$$T = S \Delta p = \varrho S v_a \left(v_p + \frac{v_a}{2} \right) \quad (9.3)$$

Porównując stronami równania (9.2) i (9.3) otrzymamy

$$v_s = v_p + \frac{v_a}{2} \quad (9.4)$$

Moc oddana przez pędnik (moc naporu) będzie

$$N_T = T v_p = \varrho S v_s v_a v_p \quad (9.5)$$

Sprawność pędnika idealnego określimy stosunkiem mocy oddawanej przez pędnik do całkowitego przyrostu energii przepływającej cieczy, równego przyrostowi jej energii kinetycznej ΔE_k :

$$\Delta E_k = \frac{\varrho}{2} S v_s [(v_p + v_a)^2 - v_p^2] = \varrho S v_s v_a \left(v_p + \frac{v_a}{2} \right) \quad (9.6)$$

Stąd

$$\eta_t = \frac{N_T}{\Delta E_k} = \frac{\varrho S v_s v_a v_p}{\varrho S v_s v_a \left(v_p + \frac{v_a}{2} \right)} = \frac{v_p}{v_p + \frac{v_a}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{v_a}{v_p}} \quad (9.7)$$

Sprawność pędnika idealnego jest zatem tym bliższa 1, im mniejszy jest przyrost prędkości v_a w stosunku do prędkości początkowej v_p . Określmy v_a z równania (9.3)

$$v_a = -v_p + \sqrt{v_p^2 + \frac{2T}{\varrho S}} \quad (9.8)$$

i wprowadźmy pojęcie *obciążenia pędnika* ζ_T określonego wzorem

$$\zeta_T = \frac{T}{\frac{\varrho}{2} v_p^2 S} \quad (9.9)$$

Kojarząc wzory (9.8) i (9.9) otrzymamy wyrażenie

$$\frac{v_a}{v_p} = -1 + \sqrt{1 + \zeta_T} \quad (9.10)$$

Podstawiając (9.10) do wzoru (9.7) otrzymamy wzór

$$\eta_t = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \zeta_T}} \quad (9.11)$$

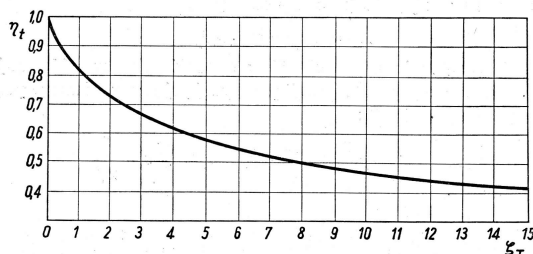
podający zależność sprawności pędnika idealnego od jego obciążenia. Zależność ta przedstawiona jest graficznie na rysunku 9.14.

Określmy v_a z wzoru (9.2). Wówczas

$$\frac{v_a}{v_p} = \frac{T}{Q S v_s v_p} = \frac{1}{2} \zeta_T \frac{v_p}{v_s} \quad (9.12)$$

Podstawiając (9.12) do wzoru (9.7) otrzymamy

$$\eta_t = \frac{1}{1 + \frac{1}{4} \zeta_T \frac{v_p}{v_s}} \quad (9.13)$$



Rys. 9.14

Jak widać z wzoru (9.13), przy danym obciążeniu ζ_T sprawność wzrasta przy wzroście prędkości v_s .

Sprawność pędnika idealnego stanowi górną granicę sprawności możliwej do osiągnięcia przez jakikolwiek pędnik rzeczywisty. Stosunek tych sprawności dla danego obciążenia pędnika określany jest mianem *doskonałości pędnika* ξ_p :

$$\eta_p = \xi_p \eta_t \quad (9.14)$$

Doskonałość pędnika ξ_p zależy od właściwości konstrukcyjnych pędnika i od jego obciążenia. Przy określaniu wielkości obciążenia pędnika ζ_T dla pędnika rzeczywistego nazywamy pole S polem przekroju hydraulicznego pędnika. Dla śrub okrętowych jest ono równe polu kręgu śruby.

9.3.2. Charakterystyki hydrodynamiczne śruby

Wydzielmy ze skrzydła śruby dwoma współosiowymi powierzchniami cylindrycznymi, przebiegającymi bardzo blisko siebie w odległości Δr , element tegoż skrzydła. Element ten możemy traktować jako płat nośny (podrozdz. 8.2.1), na który pod kątem natarcia α napływa woda z prędkością wypadkową v_w (rys. 9.15). Na płacie tym powstanie elementarna siła hydrodynamiczna $\overline{\Delta P}$, będąca wypadkową

elementarnej siły nośnej ΔR i siły oporu ΔR_r , równoległej do osi. Obie te siły mo-



na kierunek równoległy do osi oznaczamy ΔR_r .

Dla umożliwienia porównania siły wprowadzimy

Śruba obracająca się z prędkością v_s w nakrętce, przebiega przez wodę z prędkością v_w . Wynosić Hn . Wykreślić śruba na promieniu r obwodową $\omega r = 2\pi$ Trójkąt prędkości bę odkładając na osiach

Śruba obracająca się w czasie jednego obrotu ω i oznaczana ω śruby i oznaczana ω Prędkość postępową

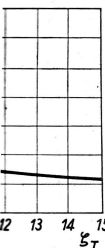
zaś prędkość poślizgu

Stosunek poślizgu λ do prędkości postępowej v_s oznaczamy literą λ

ciażenia. Zależność ta

(9.12)

(9.13)



prawność wzrasta przy

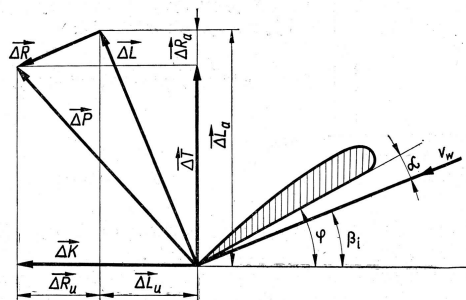
prawności możliwej do
t tych sprawności dla
ości pędnika ξ_p :

(9.14)

cyjnych pędnika i od
ka ζ_r dla pędnika rze-
tego pędnika. Dla śrub

wierzchniami cylindry-
r, element tegoż skrzy-
rozd. 8.2.1), na który
ową v_w (rys. 9.15). Na
 \vec{P} , będąca wypadkową

elementarnej siły nośnej $\vec{\Delta L}$, prostopadłej do kierunku prędkości v_w i elementarne siły oporu $\vec{\Delta R}$, równoległej do tegoż kierunku. Siłę $\vec{\Delta P}$ możemy rozłożyć na dwie składowe: elementarną siłę naporu $\vec{\Delta T}$, działającą w kierunku równoległym do osi śruby i elementarną siłę obwodową $\vec{\Delta K}$, działającą w kierunku prostopadłym do osi. Obie te siły możemy wyrazić w postaci sum rzutów siły nośnej i siły oporu



Rys. 9.15

na kierunek równoległy do osi śruby, oznaczony indeksem a i kierunek prostopadły do osi oznaczany indeksem u (rys. 9.15).

Dla umożliwienia przeprowadzenia analizy hydrodynamicznej charakterystyk śruby wprowadzmy pojęcie posuwu i poślizgu śruby.

Śruba obracająca się nie w wodzie, lecz w ośrodku stałym, podobnie jak śruba w nakrętce, przebędzie w czasie jednego obrotu drogę równą skokowi H . Prędkość postępową śruby obracającej się z prędkością obrotową n obr/s będzie wówczas wynosić Hn . Wykreślmy dla tego wypadku trójkąt prędkości dla przekroju skrzydła śruby na promieniu r . Trójkąt ten znajdziemy odkładając na osi odciętych prędkość obwodową $or = 2\pi rn$, zaś na osi rzędnych prędkość postępową Hn (rys. 9.16). Trójkąt prędkości będzie wówczas podobny do trójkąta skoku, który otrzymujemy odkładając na ośiach odpowiednio $2\pi r$ i H (podrozdz. 9.2.1).

Śruba obracająca się w wodzie nie przesunie się jednak w kierunku osiowym w czasie jednego obrotu o odległość H , lecz o odległość mniejszą, zwaną *posuwem śruby* i oznaczaną literami h_p . Różnicę $h_s = H - h_p$ nazywamy *poślizgiem śruby*. Prędkość postępową śruby będzie wówczas

$$v_p = h_p n$$

zaś prędkość poślizgu

$$v_s = Hn - v_p = Hn - h_p n = h_s n$$

Stosunek poślizgu do skoku śruby nazywamy *współczynnikiem poślizgu* i oznaczamy literą s

$$s = \frac{h_s}{H} = \frac{v_s}{Hn} = \frac{Hn - v_p}{Hn} = 1 - \frac{v_p}{Hn} \quad (9.15)$$

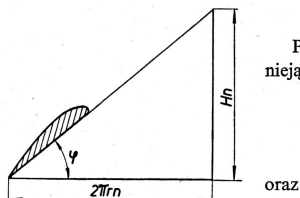
Stosunek posuwu do średnicy śruby nazywamy *współczynnikiem posuwu* i oznaczamy literą J

$$J = \frac{h_p}{D} = \frac{v_p}{Dn} \quad (9.16)$$

Pomiędzy wymienionymi współczynnikami istnieją następujące zależności:

$$s = \frac{H - h_p}{H} = 1 - \frac{h_p}{H} = 1 - \frac{J}{\frac{H}{D}} \quad (9.17)$$

$$J = \frac{H}{D}(1 - s) \quad (9.18)$$



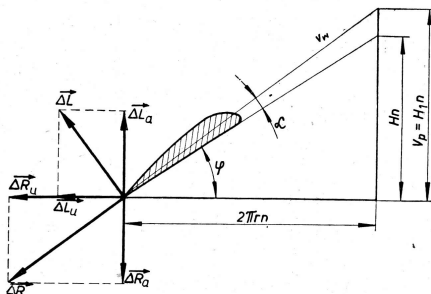
Rys. 9.16

Gdy śruba pracuje bez poślizgu ($s = 0$) posuw $h_p = H$, prędkość postępową śruby $v_p = Hn$, zaś współczynnik posuwu $J = H/D$.

W czasie wykonywania manewrów może zająć wypadek, że przy ustalonym ruchu okrętu zmniejszona zostanie liczba obrotów śruby. Przy nie zmniejszonej początkowo prędkości v_p zmniejszenie n spowoduje, stosownie do wzoru (9.16), wzrost współczynnika posuwu J , a tym samym zmniejszenie się współczynnika poślizgu s . Gdy współczynnik posuwu wzrośnie ponad wartość H/D współczynnik poślizgu zgodnie ze wzorem (9.18) stanie się ujemny, co oznacza, że prędkość postępową śruby v_p będzie większa od Hn . Spowoduje to wystąpienie ujemnego kąta natarcia α i odpowiednie zmiany wielkości i kierunku działania siły nośnej i siły oporu. Gdy składowa osiowa siły nośnej $\Delta \vec{L}_a$ zrównoważy się ze składową osiową siły oporu $\Delta \vec{R}_a$ napór $\Delta \vec{T}$ stanie się równy zeru (rys. 9.17). Na trójkącie prędkości dla tego wypadku prędkość postępową możemy przez analogię wyrazić iloczynem

$$v_p = H_1 n$$

gdzie H_1 nazywamy skokiem zerowego naporu, przy czym $H_1 > H$.



Rys. 9.17

Dalszy wzrost w doprowadzi do wystąpienia składowej obwodowej. Przy pewnym k

a tym samym i momentem. Wówczas wyrazimy

gdzie H_2 nazywamy

Dalsze zwiększenie prędkości spowoduje, iż śruba przeliczy do kierunku jak turbina wodna. pracującej jednej śr

Jak z powyższych przy posuwie $h_p > H$ pracować ani jako żywna jest na pok

zwany *paralą*. Przy śruba jest równa sprawność śruby o

Zmiennosc napo dajemy zwykle w

mikiem posuwu i ozna-

$$(9.16)$$

i współczynnikami ist-

$$= 1 - \frac{J}{H} \quad (9.17)$$

$$\frac{H}{D}$$

$$-s) \quad (9.18)$$

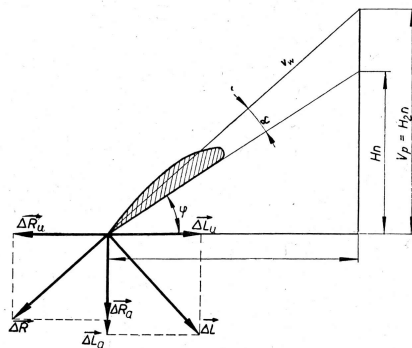
, prędkość postępową

k, że przy ustalonym
Przy nie zmniejszonej
wnie do wzoru (9.16),
nie się współczynnika
ość H/D współczynnika
acza, że prędkość po-
upienie ujemnego kąta
ania siły nośnej i siły
ę ze składową osiową
ła trójkącie prędkości
gię wyrazić iloczynem

$$H_1 > H.$$



Dalszy wzrost współczynnika posuwu, a więc i wzrost ujemnego kąta natarcia doprowadzi do wystąpienia ujemnej siły nośnej. Siła naporu będzie wówczas ujemna, a składowe obwodowe siły nośnej i siły oporu będą skierowane w przeciwne strony. Przy pewnym kącie natarcia składowe te zrównoważą się i siła obwodowa,



Rys. 9.18

a tym samym i moment, staną się równe zero (rys. 9.18). Prędkość postępową możemy wówczas wyrazić wzorem

$$v_p = H_2 n$$

gdzie H_2 nazywamy *skokiem zerowego momentu*, przy czym $H_2 > H_1$.

Dalsze zwiększanie ujemnego kąta natarcia, a więc i współczynnika posuwu spowoduje, iż śruba będzie oddawała moment, a rosnący napór będzie skierowany przeciwie do kierunku posuwu, zwiększając opór okrętu. Śruba pracuje wówczas jak turbina wodna. Wypadek taki zachodzi na okrętach wielośrubowych przy niepracującej jednej śrubie, wleczonej wskutek ruchu okrętu.

Jak z powyższego wynika, przy posuwie $h_p < H_1$ śruba pracuje jako pędnik, przy posuwie $h_p > H_2$ śruba pracuje jako turbina, zaś dla $H_1 < h_p < H_2$ nie może pracować ani jako pędnik, ani jako turbina, a energia do niej doprowadzana zużywana jest na pokonanie strat. Miara tych strat jest stosunek

$$m = \frac{H_2 - H_1}{H_1}$$

zwany *paralą*. Przy pracy śruby w cieczy idealnej $H_2 = H_1$ i $m = 0$, a sprawność śruby jest równa sprawności pędnika idealnego. W miarę wzrostu wartości paralą, sprawność śruby odbiega coraz bardziej od sprawności pędnika idealnego.

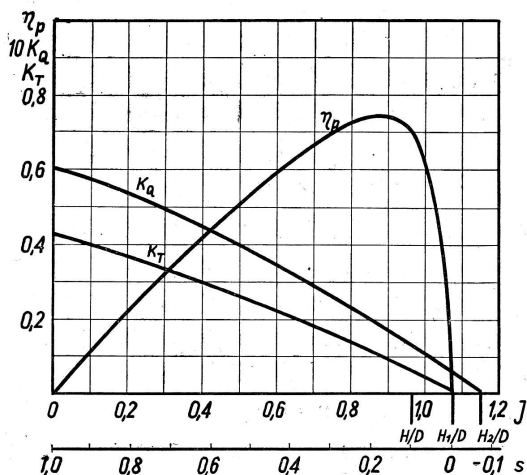
Zmienność naporu i momentu w całym zakresie pracy śruby jako pędnika podajemy zwykle w postaci wykresu tzw. *charakterystyk hydrodyna-*

micznych śruby, w funkcji współczynnika posuwu J . Charakterystyki te sporządzamy dla śruby swobodnej (podrozdz. 7.10). Na osi rzędnych nie podaje się zwykle wartości bezwzględnych naporu i momentu, lecz wartości bezwymiarowych współczynników naporu K_T i momentu K_Q , określonych z wzorów:

$$K_T = \frac{T}{QD^4 n^2} \quad (9.19)$$

$$K_Q = \frac{Q}{QD^5 n^2} \quad (9.20)$$

Przedstawienie takie powoduje, iż charakterystyki śrub geometrycznie podobnych są jednakowe, gdyż dla jednakowych współczynników posuwu współczynni-



Rys. 9.19

ki naporu i momentu przybierają dla tych śrub te same wartości. Fakt ten umożliwia wykorzystanie wyników badań modelowych śrub do projektowania śrub rzeczywistych (podrozdz. 9.4).

Przebieg krzywych współczynników naporu i momentu w zależności od współczynnika posuwu J pokazany jest na rysunku 9.19. Wykres taki uzupełniany jest zwykle krzywą sprawności śruby η_p , którą zgodnie z wzorem (7.54) przedstawimy w postaci

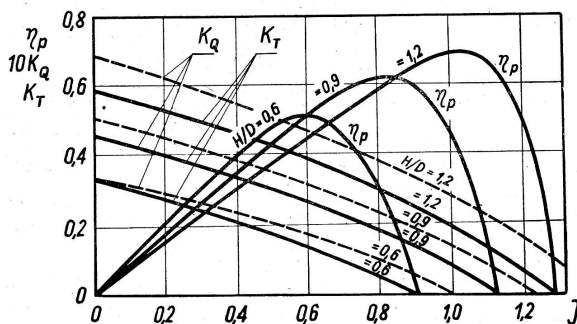
$$\eta_p = \frac{N_T}{N'_d} = \frac{T v_p}{2\pi Q n} = \frac{T}{Q} \frac{JD}{2\pi} \quad (9.21)$$

Na osi odciętych wykresu podaje się zwykle dodatkowo skalę współczynnika poślizgu s ; dla $J = 0$ będzie $s = 1$, zaś dla $J = H/D$ $s = 0$.

Napór i moment obrotowy uzyskują wartości największe dla $J = 0$, czyli dla prędkości postępowej $v_p = 0$, dla której kąt natarcia α elementów skrzydła uży-

skuje wartości największe. Warunki takie panują przy próbie na uwięzi; współczynnik poślizgu wynosi wówczas $s = 1$, a sprawność śruby $\eta_p = 0$.

Ze wzrostem prędkości okrętu przy określonej (stałej) liczbie obrotów n wzrasta współczynnik posuwu J i maleje kąt natarcia α , maleje więc zarówno napór, jak i moment śruby. Z chwilą zrównoważenia naporu śruby przez opór okrętu (z uwzględnieniem siły ssania) ustala się wielkość współczynnika posuwu dla danych (ustalonych) warunków ruchu. Dalszy wzrost współczynnika J możliwy jest

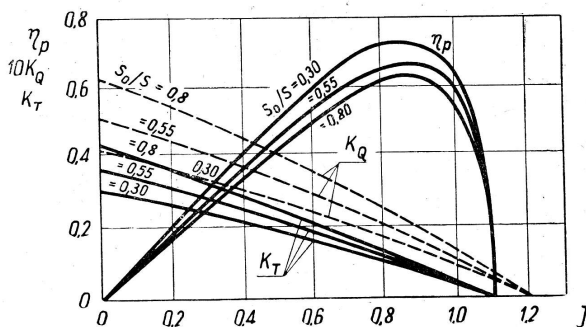


Rys. 9.20

tylko w omówionych wyżej warunkach nieustalonych (np. przy manewrach). Malejące ze wzrostem J napór i moment stają się wówczas równe zero odpowiednio dla $J = H_1/D$ i $J = H_2/D$. Sprawność śruby początkowo wzrasta, osiąga maksimum i maleje do zera dla $T = 0$, czyli $J = H_1/D$.

Przebieg charakterystyk hydrodynamicznych śruby zależy od kształtu geometrycznego śruby, przy czym największy wpływ wywierają: współczynnik skoku H/D i współczynnik powierzchni S_0/S .

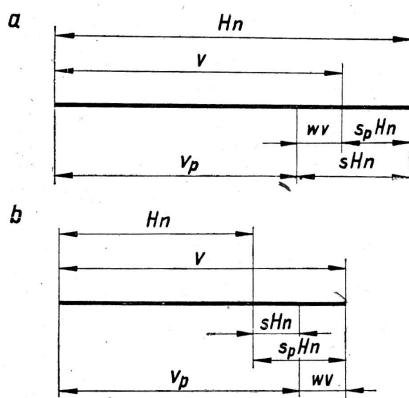
Wpływ zmiany H/D dla śrub poza tym identycznych uwidacznia rysunek 9.20. Wzrost współczynnika skoku przy stałym współczynniku posuwu J powoduje wzrost zarówno naporu, jak i momentu, zmniejszenie natomiast sprawności η_p ;



Rys. 9.21

sprawność maksymalna rośnie jednak ze wzrostem H/D . Współczynnik skoku przyjmowany jest w praktyce w granicach od 0,5 do 2,0.

Wpływ zmian współczynnika powierzchni S_0/S na charakterystyki śruby pokazany jest na rysunku 9.21. Jak widać, zwiększenie stosunku S_0/S dla danego współczynnika posuwu J powoduje wprawdzie wzrost naporu i momentu obrotowego,



Rys. 9.22

jednak równocześnie zmniejszenie się sprawności. Z tego też powodu współczynnik powierzchni należy dobierać zawsze jak najmniejszy, dopuszczalny z innych względów (przede wszystkim kawitacyjnych — podrozdz. 9.3.3); wartość S_0/S zawiera się zwykle w granicach od 0,3 do 1,2.

W praktyce istnieją pewne trudności w określaniu poślizgu śruby pracującej za kadłubem. Ze względu bowiem na występowanie strumienia nadążającego (podrozdz. 7.10) o prędkości $c = ww$ prędkość postępową śruby względem wody v_p będzie mniejsza od prędkości okrętu v . Jeśli zatem, jak to jedynie w praktyce jest

możliwe, określać będziemy poślizg na podstawie pomiaru prędkości okrętu v i liczby obrotów śruby n , to tak wyznaczoną wielkość nazywać będziemy *poślizgiem pozornym*. Poślizg odniesiony do prędkości postępowej v_p zwiemy *poślizgiem rzeczywistym*. Zależności pomiędzy prędkościami v , v_p , c , Hn oraz prędkościami poślizgu rzeczywistego sHn i pozornego $s_p Hn$ podane są na rysunku 9.22. Poślizg pozorny, podobnie jak poślizg rzeczywisty, może być dodatni — dla ruchu ustalonego (rys. 9.22a), lub ujemny — dla ruchu nieustalonego przy zmniejszeniu liczby obrotów w czasie manewrów (rys. 9.22b).

9.3.3. Kawitacja

Kawitacją nazywamy zjawisko wrzenia cieczy opływającej profil, występujące w tych obszarach, w których wskutek wzrostu prędkości opływu (ciśnienia dynamicznego) ciśnienie statyczne zmalało poniżej ciśnienia nasycenia, odpowiadającego temperaturze cieczy.

Oznaczmy literami v_0 prędkość dopływu wody do profilu, znajdującego się na głębokości h pod powierzchnią wody, literami p_0 ciśnienie statyczne na tej głębokości, zaś prędkość i ciśnienie w dowolnym punkcie A na profilu — odpowiednio literami v i p (rys. 9.23). Ciśnienie p_0 [kg/m^2] możemy wyznaczyć ze wzoru

$$p_0 = p_b + \gamma h$$

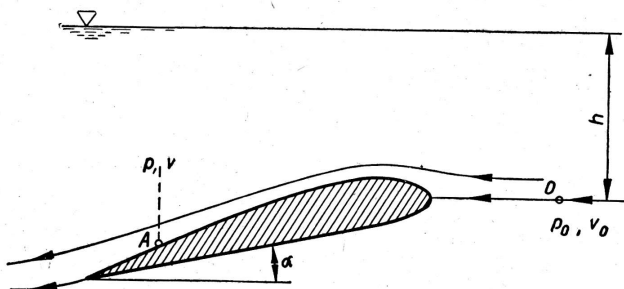
gdzie:

- p_b — ciśnienie atmosferyczne [kg/m^2];
- γ — ciężar właściwy wody [kg/m^3].

Zgodnie z prawem Bernoulliego

$$p + \frac{\rho}{2} v^2 = p_o + \frac{\rho}{2} v_o^2$$

Ze wzrostem prędkości v w punkcie A na profilu ciśnienie w tym punkcie p będzie malało. Z chwilą osiągnięcia przez nie wartości równej ciśnieniu pary wo-



Rys. 9.23

dnej nasyconej p_d dla danej temperatury wody rozpocznie się wrzenie wody w punkcie A i wystąpi kawitacja. Warunkiem powstania kawitacji będzie zatem

$$p = p_o - \frac{\rho}{2} (v^2 - v_o^2) \leq p_d$$

lub też po przekształceniu

$$\frac{p_o - p_d}{\frac{\rho}{2} v_o^2} \leq \left(\frac{v}{v_o} \right)^2 - 1 \quad (9.22)$$

Lewą stronę równania (9.22) oznaczamy literą σ i nazywamy *liczbą kawitacyjną*

$$\sigma = \frac{p_o - p_d}{\frac{\rho}{2} v_o^2} \quad (9.23)$$

Z kolei stronę prawą równania (9.22) oznaczamy literą ζ i nazywamy *współczynnikiem rozrzedzenia*

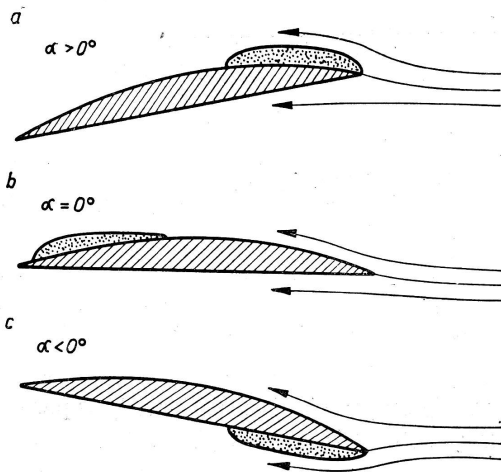
$$\zeta = \left(\frac{v}{v_o} \right)^2 - 1 \quad (9.24)$$

Warunkiem powstania kawitacji będzie więc

$$\sigma \leq \zeta \quad (9.25)$$

Analizując równanie (9.23) widzimy, że liczba kawitacyjna σ zależy od głębokości zanurzenia profilu h , od temperatury wody oraz od prędkości v_0 . Im większa będzie prędkość v_0 , im wyższa temperatura wody i im mniejsza głębokość zanurzenia profilu, tym mniejsza będzie liczba kawitacyjna i tym łatwiejsze wystąpienie kawitacji.

Współczynnik rozrzedzenia ζ zależy wyłącznie od stosunku prędkości v/v_0 , a więc kształtu profilu i kąta natarcia. Kawitacja wystąpi najwcześniej w tych punktach, w których prędkości v są największe, czyli współczynnik rozrzedzenia największy. Przy dodatnich kątach natarcia będzie to obszar na ssącej stronie profilu w pobliżu krawędzi natarcia (rys. 9.24a), przy kątach natarcia bliskich zeru — na ssącej stronie w pobliżu krawędzi spływu (rys. 9.24b), zaś przy kątach natarcia ujemnych — na stronie cisnącej w pobliżu krawędzi natarcia (rys. 9.24c).



Rys. 9.24

Warunki powstawania kawitacji na skrzydłach śrub okrętowych są takie same jak na profilach. Ze względu jednak na zmienność liczby kawitacyjnej dla poszczególnych

przekrojów skrzydła w zależności od ich odległości od osi i od położenia skrzydła w stosunku do powierzchni wody posługujemy się dla śrub liczbą kawitacyjną odniesioną do osi śruby i do prędkości postępowej, wyrażającą się wzorem

$$\sigma_0 = \frac{P_0 - P_d}{\frac{\rho}{2} v_p^2} \quad (9.26)$$

Kawitację, w czasie której na powierzchniach skrzydeł śruby występują pęcherze pary nazywamy kawitacją pęcherzową; w czasie pracy śruby może również wystąpić tzw. kawitacja laminarna, polegająca na wrzeniu wody wewnątrz spiralnych wirów spływających z wierzchołków skrzydeł, a wywołana znacznym spadkiem ciśnienia w tych miejscach wskutek działania siły odśrodkowej.

Występowanie kawitacji pociąga za sobą dwa bardzo niekorzystne zjawiska: zmniejszenie sprawności śruby i szybkie erozyjne niszczenie śruby. Zmniejszenie sprawności śruby spowodowane jest faktem zmniejszania się podciśnienia na stronie ssącej śruby, gdyż lokalne ciśnienia absolutne p nie mogą być mniejsze od ciśnienia p_d . W wyniku tego maleje współczynnik siły nośnej i sprawność śruby (rys. 9.26).

Erozję kawitacyjną materiału śrub należy przypisać zjawiskom występującym przy przesuwaniu się wypełnionego parą wodną pęcherza kawitacyjnego wzdłuż

profilu. Po wejściu pęcherza w obszar wyższego ciśnienia gwałtowne skraplanie się pary wywołuje koncentryczne zderzenie otaczających go cząstek wody, a powstające przy tym bardzo wysokie ciśnienia powodują wybijanie cząstek materiału śruby. Erozja kawitacyjna nie występuje jedynie w wypadku silnie rozwiniętej kawitacji, w wyniku której skraplanie się pary w pęcherzach kawitacyjnych ma miejsce poza skrzydłami śruby.

Kawitacji śruby zapobiegamy przez właściwy dobór charakterystyk geometrycznych śruby przy jej projektowaniu. Dotyczy to przede wszystkim współczynnika powierzchni skrzydeł S_o/S , który dla uniknięcia kawitacji nie może być zbyt mały; stosowane w praktyce kryteria doboru S_o/S podamy w podrozdziale 9.6. Na kawitację narażone są najbardziej końcowe części skrzydeł śruby oraz śruby szybkoobrotowe; z tego też powodu stosowane są dla nich przeważnie profile z odcinka koła, mniej podatne na kawitację niż inne profile.

9.4. BADANIA MODELOWE ŚRUB

Dla określania charakterystyk hydrodynamicznych śrub i ustalania ogólnych danych umożliwiających właściwe ich projektowanie posługujemy się badaniami modelowymi. Muszą być przy tym zachowane te same prawa podobieństwa co przy badaniach modelowych oporu, gdyż zjawiska występujące w obu wypadkach mają te same przyczyny. Jedynie przy badaniach modelowych kawitacji występują warunki dodatkowe.

Warunkiem podstawowym jest zachowanie podobieństwa geometrycznego modelu i śruby oraz podobieństwa kinematycznego, polegającego na podobieństwie geometrycznym obrazu opływu skrzydła modelu i śruby. Uzyskujemy to przez zachowanie stałego stosunku dowolnie wybranych prędkości (np. prędkości postępowej v_p i obwodowej $\omega r = \pi Dn$) w odpowiadających sobie punktach skrzydła modelu (oznaczonych indeksem ') i śruby rzeczywistej. Zapisując powyższy warunek otrzymamy

$$\frac{v'_p}{v} = \frac{\pi D' n'}{\pi D n}$$

skąd

$$\frac{v'_p}{D' n'} = \frac{v_p}{D n}$$

czyli inaczej

$$J' = J$$

Jak z powyższego wynika, spełnienie warunku podobieństwa kinematycznego wymaga zachowania równości współczynników posuwu modelu i śruby rzeczywistej.

Przy badaniach śrub swobodnych nie przestrzegamy praw podobieństwa dynamicznego (rozdz. 7); prawa podobieństwa Froude'a nie potrzebujemy przestrzegać ze względu na minimalne wytwarzanie fal przy pracy śruby, zaś prawa podobień-